



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

SAMU TENHUNEN

**KAASUMOOTTORI- JA KAASUTURBIINIKÄYTTÖISTEN CHP-
LAITOSTEN JA ABSORPTIOKYLMÄKONEIDEN VÄLISET KYT-
KENNÄT**

Diplomityö

Tarkastajat: professori Risto Raiko
ja professori Hannu Ahlstedt
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekunnan
tiedekuntaneuvoston kokouksessa
7. toukokuuta 2014

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

TENHUNEN, SAMU: Kaasumoottori- ja kaasuturbiinikäyttöisten CHP-laitosten ja absorptiokylmäkoneiden väliset kytkennät

Diplomityö, 87 sivua, 15 liitesivua

Elokuu 2014

Pääaine: Voimalaitos- ja polttotekniikka

Tarkastajat: professori Risto Raiko ja professori Hannu Ahlstedt

Avainsanat: Absorptiokylmäkone, sähkö, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotanto, kaasumoottori, kaasuturbiini, jäähdytystorni

Sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon taloudelliset menestymismahdollisuudet ovat lisääntyneet viime aikoina osaltaan kohonneen sähkön hinnan ja osaltaan lainsäädännön takia. Näiden tekijöiden lisäksi myös absorptiokylmäkoneiden tekniikan kehitys on parantanut laitosten taloudellisuutta. Esimerkiksi suoraan savukaasujen välityksellä käytettävät absorptiokylmäkoneet ovat edesauttaneet hukkalämpöjen tehokasta hyödyntämistä. Tämän työn tarkoituksena oli selvittää sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon taloudelliset ja tekniset menestymismahdollisuudet.

Kuhunkin tapaukseen valittavan absorptiokylmäkoneen tyyppin määrää hyvin pitkälti saatavissa oleva lämpölähte. Suurpiirteisesti sanottuna riittävän korkeissa lämpötiloissa kannattaa käyttää kaksivaiheista absorptiokylmäkonetta ja lämpölähteen tyyppi määrää käytetäänkö höyry-, vesi- vai savukaasukäyttöistä absorptiokylmäkonetta. Poikkeuksia kuitenkin löytyy ja jokainen yksittäinen tapaus tulisi arvioida yksilöllisesti jäähdytystornin valintaa myöten.

Työssä on myös käsitelty pienten ja keskikokoisten kaasumoottoreiden ja kaasuturbiinien teknisiä rajoituksia yhteistuotannon kannalta. Kaasumoottorin kohdalla yksi tärkeimmistä rajoituksista on vaippaveden paluulämpötila. Sen lisäksi kaasumoottorin hukkalämpövirtojen tehokas hyödyntäminen on monimutkaisempaa kuin kaasuturbiinissa, koska kaasumoottorin hukkalämpövirrat koostuvat sekä lämpimästä vedestä että savukaasuista. Koska kaasuturbiinin käytettävissä oleva hukkalämpövirta koostuu vain savukaasuista, voidaan tämä energia hyödyntää suoraan esimerkiksi energiatehokkaassa kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa.

Työn lopussa on tarkasteltu erilaisten yhdistelmien taloudellisia menestymismahdollisuuksia eri ympäristöissä. Suurimpia tekijöitä taloudelliseen menestykseen ovat korkea sähkön hinta ja yhteistuotantolaitoksen lisääntynyt huipunkäyttöaika absorptiokylmäkoneen kanssa. Sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotantolaitoksen taloudellinen menestys riippuu kuitenkin hyvin monesta tekijästä ja siksi taloudellisen käytön tarkkojen rajojen määrittäminen ei ole järkevää. Jokainen projekti tarvitsee yksityiskohtaisen tarkastelun.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

TENHUNEN, SAMU: Combinations between gas engine and gas turbine powered CHP plants and absorption chillers

Master of Science Thesis: 87 pages, 15 Appendix pages

August 2014

Major: Power plant technology

Examiners: Professor Risto Raiko and Professor Hannu Ahlstedt

Keywords: Absorption chiller, CCHP, combined cooling, heating and power, gas engine, gas motor, cooling tower

The possibilities for an economic use of combined cooling, heat and power plants (CCHP) have been increased in the recent years partly because of increased electricity prices and partly because of political willingness. The technological development of absorption chillers has also been an important factor. Especially the increased amount of experience in flue gas fired absorption chillers have made the usage of waste heat even more efficient. The goal of this thesis is to determine the technical and economic possibilities of CCHP.

One of the most determining factors in the selection of an absorption chiller is the heat source. As a guideline, it can be said that when the temperature of the heat source is high enough it is reasonable to use a two-stage absorber and that the type of the heat source determines if it is reasonable to use steam, water or flue gas fired absorption chiller. However, there are always exceptions and every case should be evaluated individually to get the right solution.

One of the main points of this thesis was also to study the technical limitations of gas engines and turbines when connected to absorption chillers. With gas engines, one of the most important limitations is the jacket water inlet temperature. In addition to that, the high efficiency connections with gas engines are more complicated than with gas turbines because the waste heat of a gas engine is a combination of hot water and flue gas. With a gas turbine most of the waste heat can be used to fire a two-stage absorption chiller.

At the end of the thesis, the economic use of different combinations of CCHP was evaluated in various situations. The most important factors for an economic success are high electricity prices and an increased annual capacity factor due to the absorption chiller. However, the economic success of an combined cooling, heat and power plant depends on many factors. Therefore determining the exact limits for an economic use is not reasonable. Every case needs an individual evaluation.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin Midiplan GmbH:n toimeksiannosta tarkoituksena selvittää sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon toimivuus ja markkinatilanne. Kiitän erityisesti diplomityöni ohjaajaa Frank Peetziä hyvistä neuvoista ja ohjauksesta työn kriittisillä hetkillä. Kiitän myös kaikkia muita Midiplan GmbH:n työntekijöitä heidän antamistaan tärkeistä tiedoista. Erityisesti Jarkko Jokirantaa kiitän näkökantani laajentamisesta ja Daniel Schollia tarkoista ja tärkeistä kaasumoottoriin liittyvistä tiedonjyvistä.

Kiitän myös Tampereen teknilliseltä yliopistolta professoreita Hannu Ahlstedtia ja Risto Raikoa työni ohjauksesta ja tarkistamisesta. Lopuksi haluan kiittää kaikkia kavereitani ja perhettäni tuesta opiskeluiden aikana ja niiden ulkopuolella. Heidän ansiostaan sain opiskeluni suoritettua onnistuneesti hyvällä mielellä.

SISÄLLYSLUETTELO

Abstract	ii
Käytetyt suureet ja lyhenteet	vi
1 Johdanto	1
1.1 Työn tausta	1
1.2 Työn rajaus ja tavoitteet	2
2 Energialainsäädäntö Saksassa	3
2.1 Sähkön ja lämmön yhteistuotannon laki	3
2.2 Uusiutuvan energian laki	6
2.3 Päästökauppa ja muita Saksan energiateknisiä lakeja	6
3 Absorptiokylmäkoneet	8
3.1 Toimintaperiaate	8
3.2 Nestepari	11
3.3 Kaksivaiheinen kierto	13
3.4 Muita tärkeitä kiertoprosesseja	14
3.5 Jäähdytysnesteen, kylmän nesteen ja lämpölähteen lämpötilojen vaikutus lämpösuhteeseen ja tehoon	17
3.6 Laitteen säätäminen ja käyttäytyminen	19
4 Kaasumoottori- ja kaasuturbiinikäyttöiset lämpövoimalaitokset	22
4.1 Kaasumoottorikäyttöinen lämpövoimalaitos	22
4.1.1 Toimintaperiaate	22
4.1.2 Sähkö- ja lämpöhyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä	24
4.1.3 Energiavirtojen lämpötilojen määräytyminen	26
4.2 Kaasuturbiinikäyttöinen lämpövoimalaitos	27
4.2.1 Toimintaperiaate	27
4.2.2 Hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä	28
4.2.3 Pakokaasujen lämpöenergian hyödyntäminen	31
5 Jäähdytystornit	32
5.1 Kuiva jäähdytystorni	32
5.2 Märkä jäähdytystorni	33
5.3 Hybridijäähdytystorni	35
5.4 Adiabaattinen jäähdytystorni	36
5.5 Jäähdytystornien vertailu	36
6 Absorptiokylmäkoneen kytkeminen CHP-laitokseen	38
6.1 Kaasumoottorilaitokset	39
6.1.1 Absorptiokylmäkone kytkettynä kuuman veden välityksellä	40
6.1.2 Absorptiokylmäkone kytkettynä savukaasulla	42
6.1.3 Absorptiokylmäkone kytkettynä sekä savukaasulla että kuumalla vedellä	45
6.1.4 Absorptiokylmäkoneen kylmän veden hyödyntäminen ilma-kaasuseoksen jäähdytyksessä turboahtimen jälkeen	46

6.2	Kaasuturbiinilaitokset	47
6.2.1	Absorptiokylmäkone kytkettynä kuuman veden välityksellä	47
6.2.2	Absorptiokylmäkone kytkettynä savukaasulla	49
6.2.3	Absorptiokylmäkone kytkettynä höyryllä	50
6.2.4	Kaasuturbiinin sisäänottoilman jäähdyttäminen absorptiokylmäkoneella	52
6.3	Yhdistelmien vertailu	53
7	Taloudellisuus	58
7.1	Investointikustannusten vertailun menetelmät	58
7.1.1	Nykyarvomenetelmä	58
7.1.2	Annuiteettimenetelmä	59
7.1.3	Sisäisen korkokannan menetelmä	59
7.1.4	Takaisinmaksuajan menetelmä	59
7.2	Investointi- ja käyttökustannukset	60
7.2.1	Kaasumoottori/Kaasuturbiini	60
7.2.2	Absorptiokylmäkone	63
7.2.3	Jäähdytystorni	67
7.2.4	Putkistot, armatuurit, automaatio ja muut kulut	69
7.3	Esimerkkitapaukset	69
7.4	Taloudellisuuteen vaikuttavista tekijöistä	77
8	Johtopäätökset ja yhteenveto	80
	Lähteet	83
	Liitteet	88

KÄYTETYT SUUREET JA LYHENTEET

Suureet

COP	Coefficient of Performance, Lämpösuhde, Kylmäkerroin
COP_{AKK}	Absorptiokylmäkoneen todellinen kylmäkerroin
$COP_{AKK,ideal}$	Absorptiokylmäkoneen ideaalinen kylmäkerroin
$COP_{KKK,ideal}$	Kompressorikylmäkoneen ideaalinen kylmäkerroin
C_{an}	Annuiteettitekijä
C_n	Kulun tai tuoton nykyarvo
c_p	Ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa
H	Nykyhankintameno
i	Laskentakorkokanta
K_n	Kulun tai tuoton arvo ajanhetkellä n
\dot{m}	Massavirta
n	Investoinnin pitoaika
n_j	Vuodet investoinnin jälkeen
P	Teho
P_j	Jäähdytysteho
P_k	Absorptiokylmäkoneen kylmäteho
P_l	Absorptiokylmäkoneen kuluttama lämpöteho
P_{pumppu}	Absorptiokylmäkoneen pumpun käyttämä teho
Q	Lämpöenergia
Q_l	Tuotu lämpöenergia kaasuturbiinissa
r_p	Kompressorin painesuhde
S	Vuotuinen nettosäästö tai -tuotto
T	Lämpötila
t_{ML}	Märkälämpötila
v_n	Diskonttaustekijä
W	Työ
W_k	Kompressorin työ
W_t	Turbiinin työ
η	Hyötysuhde
$\eta_{sähkö}$	Sähköntuotannon hyötysuhde
η_k	Kompressorin hyötysuhde
η_{kt}	Kaasuturbiinin hyötysuhde
η_t	Turbiinin hyötysuhde
γ	Ilman isentrooppivakio

Lyhenteet

AKK	Absorptiokylmäkone
CCHP	Combined Cooling, Heat and Power, Sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotanto
CHP	Combined Heat and Power, Sähkön ja lämmön yhteistuotanto
KKK	Kompressorikylmäkone
PKLV	Pakokaasulämmönvaihdin
SE/DL	Single effect / double lift, yksivaiheinen ja kaksiosainen absorptiokylmäkone

1 JOHDANTO

1.1 Työn tausta

Energiantuotannossa tehokkuus ja ympäristöystävällisyys ovat tulleet yhä tärkeämmiksi tekijöiksi niin taloudellisista kuin yhteiskunnallisista syistä. Hyvä esimerkki jälkimmäisestä on Saksan valtion määrittelemät lait ja säädökset, joilla edistetään sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotantoa. On ollut myös havaittavissa, että useat yritykset valitsevat ympäristöystävällisemmän energiantuotantomuodon ideologisten ja varmasti myös yrityksen julkikuvaa kohottavien tekijöiden takia.

Lisäksi kohonnut sähkön hinta ja lisääntynyt jäähdytyksen tarve ovat avanneet uusia mahdollisuuksia sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannolle. Tähän mennessä on ollut tyypillistä, että sähkö ja lämpö ovat tulleet yhteistuotantolaitoksesta ja jäähdytys on toteutettu sähköä kuluttavalla kompressorikylmäkoneella. Tällöin yhteistuotantolaitoksen käyntiaikaa on rajoittanut kesän vähäinen lämmöntarve. Sähkön tuotannosta syntyvän hukkalämmön hyödyntäminen kesällä absorptiokylmäkoneessa jäähdytyksen tuotantoon on näin luonnollinen tapa lisätä yhteistuotantolaitoksen huipunkäyttöaikaa ja siten myös säästää kustannuksissa ja vähentää ympäristölle haitallisia päästöjä.

Aiemmin absorptiokylmäkoneita on käytetty pääsääntöisesti alueilla, joissa sähkö on ollut kallista ja sen saanti epävarmaa. Näistä syistä ja myös sähkönkulutuksen piikkien tasaamiseksi joissain Aasian maissa, kuten Japanissa ja Kiinassa, on rajoitettu sähkökäyttöisten ilmastointilaitteiden käyttöä. Tästä syystä absorptiokylmäkoneet yleistyivät näillä alueilla voimakkaasti ja monet suurimmista valmistajista tulevatkin Aasian suunnalta.

Vaikka absorptiokylmäkone on kohtuullisen vanha keksintö, on viime vuosina tapahtunut alalla paljon kehitystä. Kehitys suuntautuu matalien hukkalämpövirtojen hyödyntämiseen sekä mahdollisemman korkean kylmäkertoimen saavuttamiseen muun muassa kaksivaiheisilla ja tulevaisuudessa jopa kolmevaiheisilla absorptiokylmäkoneilla. Työaineparina 0 °C:n alapuolella käytetään pääosin ammoniakki-vesi-seosta ja sen yläpuolella lähinnä LiBr-vesi-seosta. Jälkimmäistä työaineparia käytetään paremman kylmäkertoimen takia ilmastointitarkoituksiin ja teollisuuden prosesseihin. Jos prosessi kuitenkin vaatii 0 °C:n alittamista, on käytännössä pakko käyttää ammoniakki-vesi-seosta. Toisaalta ensimmäiset LiBr-vesi-työaineparilla toimivat -5 °C:n saavuttavat koneet tekevät tuloaan kylmäkonemarkkinoille [Schleith M. 2013].

1.2 Työn rajausta ja tavoitteet

Tässä työssä on keskitytty yhteistuotantolaitoksiin, joissa sähkön ja lämmön lähteenä on pieni tai keskikokoinen kaasumoottori tai kaasuturbiini. Näissä laitoksissa hukkalämpövirtojen lämpötilatasot ovat riittävän korkeita tyypillisille yksivaiheisille absorptiokylmäkoneille eikä näiden laitoksien hukkalämpövirtojen lämpötilatasojen alentaminen paranna niiden hyötysuhdetta merkittävästi. Tämän takia tässä työssä ei olla keskitytty erityisen matalia lämpötiloja hyödyntäviin absorptiokylmäkoneisiin vaan kohteena ovat enemmänkin korkean kylmäkertoimen saavuttavat koneet. Tällöin yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen lisäksi vaihtoehtoisiksi jäävät kaksi- ja kolmivaiheiset koneet. Koska kolmivaiheinen absorptiokylmäkone on vielä kehitysvaiheessa ja vasta tulossa markkinoille, on tässä työssä keskitytty yksi- ja kaksi-vaiheisten absorptiokylmäkoneiden arviointiin.

Tämä työ on painottunut LiBr-vesi-työaineparilla toimivien absorptiokylmäkoneiden ominaisuuksien arviointiin. Tähän valintaan on päädytty, koska useimpien Midiplan GmbH & Co. KG:n projektien jäähdytyksen tarve painottuu ilmastointiin tai teollisuuden prosesseihin, joissa pysytään 0 °C:n yläpuolella. Muita vartenotettavia yleisesti käytössä ja markkinoilla olevia työainepareja ei kaasumoottori- tai kaasuturbiinikäyttöisiin yhteistuotantolaitoksiin ole tarjolla.

Työn tavoitteena on selvittää tämänhetkinen absorptiokylmäkoneiden kilpailukyky kompressorikylmäkoneisiin ja erilliseen sähkön, lämmön ja jäähdytyksen tuotantoon verrattuna. Tavoitteena on myöskin saada selville suurimmat ongelmat eri laiteyhdistelmissä ja miten eri tekijät, kuten lämpölähde tai jäähdytysveden lämpötila, vaikuttavat absorptiokylmäkoneiden toimintaan sekä suunnitteluun.

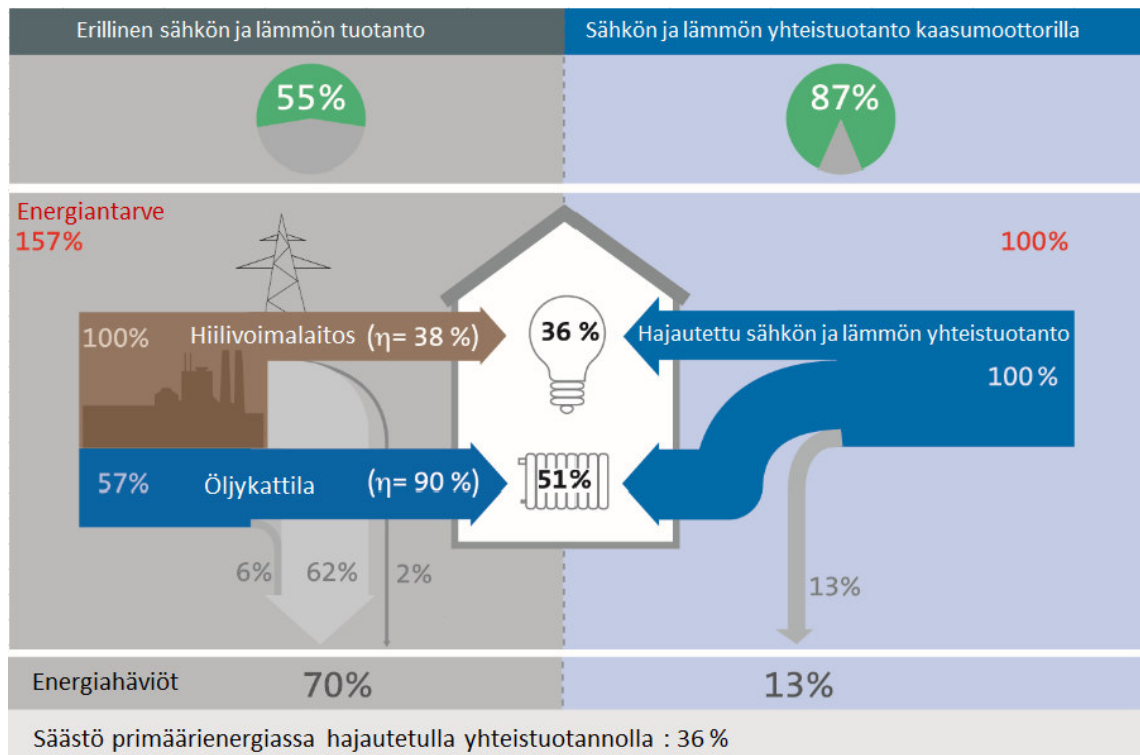
2 ENERGIALAINSÄÄDÄNTÖ SAKSASSA

Saksan tavoitteet ympäristöystävällisestä ja tehokkaasta energiantuotannosta ovat saaneet päättäjät vaikuttamaan asiaan lainsäädännön avulla. Uusiutuvan energian sekä sähkön ja lämmön yhteistuotannon lait ovatkin vaikuttaneet yritysten investointipäätöksiin. Niihin vaikuttaa myös päästökauppa, vaikka vaikutus jääkin edellä mainittuja lakeja huomattavasti pienemmäksi. Lait muuttuvat myös hyvin nopeaan tahtiin, joten niiden ajankohtainen tilanne on aina syytä tarkistaa investointeja suunniteltaessa. Seuraavissa luvuissa käsitellään tämän diplomityön kirjoitushetkellä voimassa olevia lakeja sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitosten eli CHP-laitosten (Combined Heat and Power) näkökulmasta.

2.1 Sähkön ja lämmön yhteistuotannon laki

Sähkön ja lämmön yhteistuotannon lailla (KWK-Gesetz) pyritään siihen, että pelkästään sähköä tuottavien voimalaitosten sijasta rakennettaisiin enemmän CHP-laitoksia ja siten vähennettäisiin primäärienergian tarvetta sekä CO₂-päästöjä. Idea perustuu siihen, että verrattaessa CHP-laitoksessa tuotetun sähkö- ja lämpöenergian tuottamiseen tarvittavaa primäärienergian määrää erilliseen sähkö- ja lämpöenergian tuotantoon, voidaan saada aikaan noin 30-40 % säästöt primäärienergian kulutuksessa. Kuvassa 1 on havainnollistettu säästöjen syntymistä vertaamalla hiilivoimalla tuotettua sähköä ja öljykattilalla tuotettua lämpöä kaasumoottorikäyttöisellä CHP-laitoksella tuotettuun sähköön ja lämpöön. Siitä nähdään kuinka sähköntuotannossa ylimääräiseksi jäävä matalatasoinen lämpöenergia voidaan hyödyntää esimerkiksi rakennusten lämmittämisessä. [Dr. Nowak et al. 2012]

Tavoitteena Saksassa onkin, että CHP-laitoksissa tuotetun sähkön osuus sähkön kokonaistuotannosta olisi vuoteen 2020 mennessä 25 %. Vuoden 2011 välitarkastuksessa kuitenkin todettiin, että CHP-laitoksissa tuotetun sähkön osuus on kasvanut vain vuoden 2002-tason 13,9 %:sta 15,4 %:in, mikä johti sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon voimakkaampaan tukemiseen. Nämä lakiuudistukset pyrkivät myös kannustamaan lämpö- ja kylmäverkkojen sekä kylmä- ja lämpövarastojen uudistamiseen niin, että niitä käytettäisiin CHP-laitoksista saatavalla energialla. [Dr. Nowak et al. 2012]



Kuva 1. Sähkön ja lämmön yhteistuotannon energiansäästö. [Dr. Nowak et al. 2012, suomentanut Samu Tenhunen]

Tavoitteet pyritään saavuttamaan tuilla ja hyvityksillä, joita saadakseen on täytettävä muun muassa Euroopan Parlamentin säädös 2004/8/EG. Siinä vaaditaan, että CHP-laitoksen käytöllä on saavutettava 10 % primäärienergian säästöt verrattuna erilliseen sähkön ja lämmön tuotantoon. Laitoksen käyttäjän on myös huolehdittava, että tuotettu energia menee ensisijaisesti käyttöön. Tällä tarkoitetaan seuraavaa, mikäli käytössä on sähköä tuottava hiilivoimalaitos ja esimerkiksi kaasumootorikäyttöinen CHP-laitos, niin kaasumootorin koko kapasiteetti otetaan ensin käyttöön ja vasta sitten voidaan hiilivoimalaitos kytkä verkkoon. [Dr. Nowak et al. 2012]

Laissa jaotellaan CHP-laitokset neljään luokkaan. Kaikille luokille yhteistä on se, että tukia saadakseen on CHP-laitosten oltava käytössä ennen 2020 vuoden loppua. Yhteisenä ehtona on myös se, että uudet laitokset eivät saa korvata jo käytössä olevan CHP-laitoksen tuottamaa energiaa. Tämä kielto ei kuitenkaan päde, jos käyttäjä uusii oman CHP-laitoksensa. Tällöin vanhaa laitosta ei ole myöskään pakko poistaa käytöstä. [Dr. Nowak et al. 2012]

Ensimmäisessä luokassa ovat mukana uudet pienet CHP-laitokset aina 2 MW:n sähkötehoon asti ja kaikki polttokennovoimalaitokset. Toisessa luokassa ovat mukana uudet sähköteholtaan suuremmat kuin 2 MW:n laitokset. Kolmanteen luokkaan kuuluvat modernisoidut lämpövoimalaitokset, joiden modernisoinnin kustannukset ovat vähintään 25 % uuden laitoksen hinnasta. Modernisoinnin investointien pitää myös kohdistua selvästi hyötysuhdetta parantaviin osiin. Neljänteen luokkaan on sijoitettu

erillisen sähkön ja lämmön tuotannon laitokset, jotka päivitetään lämpövoimalaitoksiksi. Laitoksen sähkötehon pitää olla suurempi kuin 2 MW. [Dr. Nowak et al. 2012]

Taulukossa 1 on jaoteltu tuen suuruus ja kesto eri luokkiin. Ensimmäiseen luokkaan luetaan vielä erikoisuutena pienet laitokset 2 kW:n asti, jotka voivat saada tukensa kertakorvauksena 30 000 huipunkäyttötunnin perusteella.

Taulukko 1. Sähkön ja lämmön yhteistuotannon lain myöntämät tuet lämpövoimalaitoksille. [Dr. Nowak et al. 2012]

Sähköteho P [kW]	Tuen suuruus [snt/kWh]	Tuen kesto käyttöönotosta lähtien
Luokka 1		
$P \leq 50$	5,41	Valitaan joko 10 vuotta tai 30 000 huipunkäyttötuntia
$50 < P \leq 250$	4,0	30 000 huipunkäyttötuntia
$250 < P \leq 2\,000$	2,4	30 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 2		
$P \leq 50$	5,41	30 000 huipunkäyttötuntia
$50 < P \leq 250$	4,0	30 000 huipunkäyttötuntia
$250 < P \leq 2\,000$	2,4	30 000 huipunkäyttötuntia
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	30 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 3 - Modernisoinnin hinta vähintään 25 % uuden laitoksen hinnasta		
$P \leq 50$	5,41	Valitaan joko 5 vuotta tai 15 000 huipunkäyttötuntia
$50 < P \leq 250$	4,0	15 000 huipunkäyttötuntia
$250 < P \leq 2\,000$	2,4	15 000 huipunkäyttötuntia
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	15 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 3 - Modernisoinnin hinta vähintään 50 % uuden laitoksen hinnasta		
$P \leq 50$	5,41	Valitaan joko 10 vuotta tai 30 000 huipunkäyttötuntia
$50 < P \leq 250$	4,0	30 000 huipunkäyttötuntia
$250 < P \leq 2\,000$	2,4	30 000 huipunkäyttötuntia
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	30 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 4 - Jälkiasennuksen hinta vähintään 50 % uuden laitoksen hinnasta		
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	30 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 4 - Jälkiasennuksen hinta vähintään 25 % uuden laitoksen hinnasta		
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	15 000 huipunkäyttötuntia
Luokka 4 - Jälkiasennuksen hinta vähintään 10 % uuden laitoksen hinnasta		
$2\,000 < P^{1)}$	1,8	10 000 huipunkäyttötuntia

1) Jos laitos täyttää vielä päästökauppalain (Treibhausgas-Emissions handelsgesetz) vaatimukset, saa se 0,3 snt/kWh suuruisen lisähyvityksen.

2.2 Uusiutuvan energian laki

Uusiutuvan energian lailla (Erneuerbare Energie Gesetz) pyritään myös tukemaan ympäristöystävällistä energiantuotantoa. Lähimpänä tavoitteena on kasvattaa uusiutuvalla energialla tuotetun sähkön osuutta Saksan kokonaissähkötuotannossa 35 %:in asti vuoteen 2020 mennessä. Tämän ja muiden välitavoitteiden avulla pyritään pääsemään 80 % osuuteen vuoteen 2050 mennessä. [EEG 2012]

Jotta voimalaitos on oikeutettu saamaan tukia, on sen oltava lain säädösten mukainen ja tuotettava sähkönsä pääsääntöisesti käyttämällä uusiutuvia energialähteitä. Näin ollen myös CHP-laitos on oikeutettu saamaan tukia uusiutuvan energian lain perusteella käyttämällä uusiutuvana polttoaineena esimerkiksi biokaasua. Tukia ei voi kuitenkaan saada samanaikaisesti sekä uusiutuvan energian lain että sähkön ja lämmön yhteistuotannon lain perusteella, vaan on valittava edullisempi ratkaisu kyseessä olevaan tilanteeseen. Tuen suuruuteen vaikuttavat laitoksen koko, käytetty polttoaine ja sen koostumus sekä mahdollinen kaasun esivalmistelu. Tuen suuruus riippuu myös laitoksen käyttöönottoajankohdasta. Esimerkiksi biokaasulaitoksen tuet vähenevät joka vuosi kahdella prosenttiyksiköllä. Tuen keston ajaksi on määriteltä kaikki tapauksissa 20 vuotta. [EEG 2012]

2.3 Päästökauppa ja muita Saksan energiateknisiä lakeja

Vuonna 2005 alkaneen päästökaupan vaikutukset ulottuvat myös CHP-laitoksiin. Polttoteholtaan yli 20 MW:n kokoiset laitokset joutuvat osallistumaan päästökauppaan [TEHG 2013]. Käytännössä tämä tarkoittaa kaasumootorilaitoksissa n. 8 MW sähkötehoa ja kaasuturbiinilaitoksissa n. 6-7 MW:n sähkötehoa. Vuonna 2013 yhden hiilidioksiditonnin päästöoikeuden hinta on ollut kuitenkin suhteellisen alhainen liikkuen noin 5 euron molemmin puolin [European Energy Exchange 2013].

Jos CHP-laitoksen hyötysuhde on yli 70 prosenttia ja sen sähköteho on pienempi kuin 2 MW, niin energiaverolain (Energiesteuergesetz) ja sähköverolain (Stromsteuergesetz) mukaan sen ei tarvitse maksaa veroa käyttämästään polttoaineesta eikä tuottamastaan sähköstä [EnergieStG 2012; StromStG 2012]. Jos laitoksen sähköteho on suurempi kuin 2 MW, pitää sen maksaa veroa tuottamastaan sähköstä mutta ei käyttämästään polttoaineesta [EnergieStG 2012; StromStG 2012]. Jos CHP-laitoksesta jää sähköä vielä yli oman tarpeen, voi sen jakamisesta verkkoon saada korvauksia. Korvaukset annetaan vältettyjen verkkokustannusten ja sovitun tai pörssin kautta määräytyvän hinnan avulla [KWKG 2013].

Tämän lisäksi on vielä monia ympäristösäädöksiä, joilla ei ole suoraa taloudellista vaikutusta, mutta ne asettavat kuitenkin rajoituksia, jotka voivat taas johtaa teknisiin muutoksiin. Tällaisia rajoituksia ja säädöksiä on asetettu muun muassa melupäästöille, savupiipun korkeudelle, ilmanlaadulle, haitallisille päästöille ja vesistöille haitallisille jätteille. Myöskin turvallisuuteen vaikuttavat lait kuten painelaitteiden säädös (Druckgeräterichtlinie) on syytä ottaa huomioon. Tämän lain mukaan laitoksen

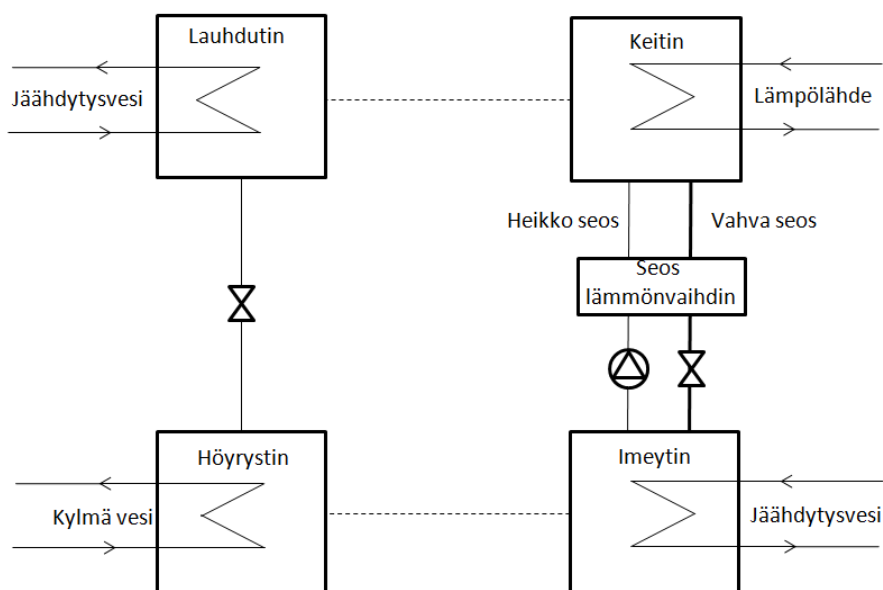
korkeimman kohdan painetason ylittäessä 1,5 baaria, tulee laitteelle lisäkustannuksia kuten esimerkiksi tarkastus kolmen vuoden välein [Peetz F. 2014b]. Esimerkiksi kolmi-kerroksisen talon ylimmän patterin painetaso saa olla suurimmillaan 1,5 baaria mutta alimmassa kerroksessa voi olla enemmän. Näiden lakien ja säädösten ajankohtainen tilanne on tietysti aina syytä tarkistaa ennen suunnittelua.

3 ABSORPTIOKYLMAKONEET

Verrattuna perinteiseen kompressorilla toimivaan kylmäkoneeseen on absorptiokylmäkoneissa selvästi heikommat kylmäkertoimet. Kuitenkin alueilla, joilla sähkön hinta on ollut huomattavasti korkeampi kuin öljyn tai kaasun, on absorptiokylmäkone ollut kannattava. Sen lisäksi nykyään myös korkea energian hinta ja ympäristöarvoja korostava ajattelutapa on avannut uusia markkinoita absorptiokylmäkoneille hukkalämmön talteenoton kautta. Esimerkiksi lämmön ja sähkön yhteistuotannon laitoksia on kesäaikaan jouduttu pitämään suljettuna, sillä muuten olisi hukattu paljon lämpöä vähäisen lämmöntarpeen vuoksi. Absorptiokylmäkoneella lämpöenergia saadaan kuitenkin käytettyä hyödyksi esimerkiksi rakennusten jäähdyksessä tai teollisuuden prosesseissa.

3.1 Toimintaperiaate

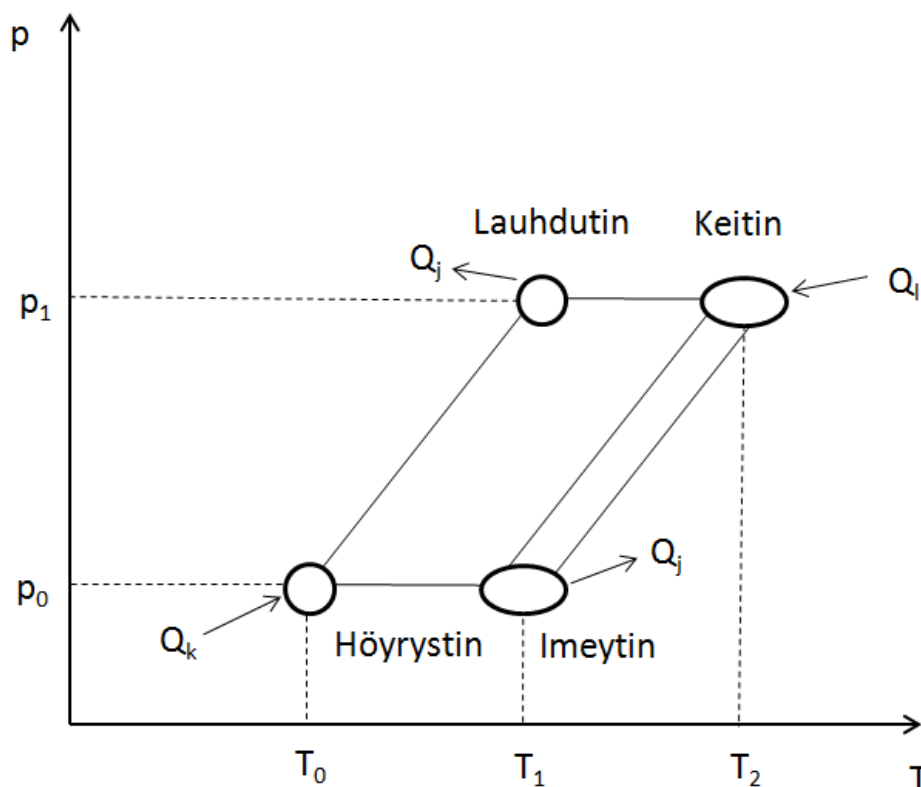
Absorptiokylmäkone eroaa kompressorikylmäkoneesta siinä, että mekaanisen kompressorin tilalla on niin sanottu terminen kompressor. Tämä tarkoittaa sitä, että kompressorin pääenergianlähteenä toimii lämpöenergia eikä mekaaninen energia. Toki mekaanista energiaakin tarvitaan seospumpun pyörittämiseen ja jäähdytysveden kierrättämiseen. Riippuen absorptiokylmäkoneen tyypistä jäähdytysveden pumppauksen tehon tarve onkin noin 1,5-2,5 kertaa yhtäsuuri kuin kompressorikylmäkoneessa. Seospumpun lisäksi muita pääosia absorptiolämpöpumpussa ovat lauhdutin, höyrystin, seoslämmönvaihtaja, imeytin ja keitin. Kuvassa 2 on esitetty yksinkertaistettu kytkentäkaavio yksivaiheiselle absorptiokylmäkoneelle. [Herold K. E. et al. 1996]



Kuva 2. Yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen kytkentäkaavio.

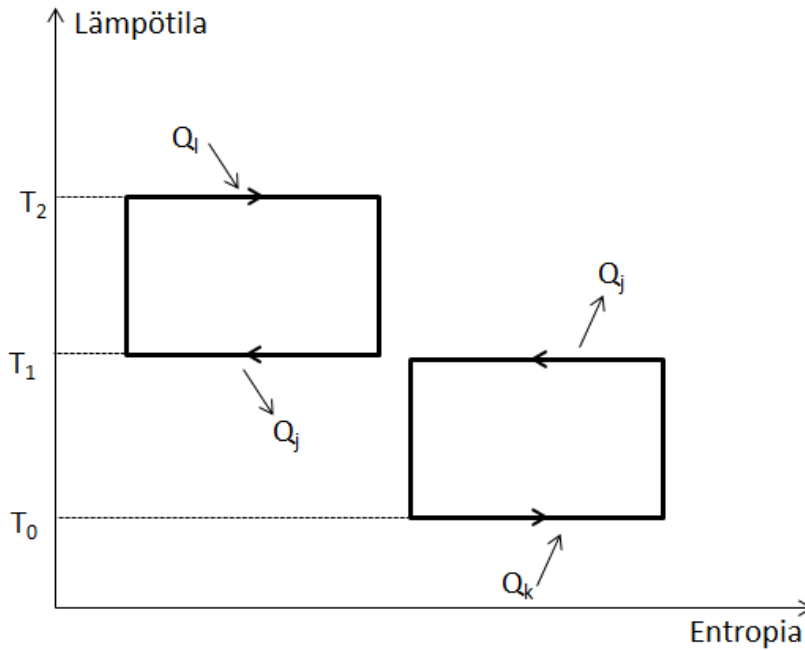
Keittimessä erotetaan kylmäaine ja absorptioaine toisistaan ulkoisen lämpölähteen avulla, joka voi olla esimerkiksi kuuma vesi, höyry tai savukaasu. Tällöin kylmäaine höyrystyy ja näin sen tilavuus kasvaa, minkä johdosta se paisuu lauhduttimelle. Keitin ja lauhdutin sijaitsevat samalla painetasolla, mutta keittimessä on korkeampi lämpötila, mikä näkyy kuvasta 3. Keittimessä höyrystynyt kylmäaine lauhdutetaan takaisin nesteeksi jäähdytysveden avulla. Tämän jälkeen neste johdetaan venttiilin kautta höyrystimelle, jossa alhaisen paineen ja kylmävesipiiristä otetun energian ansiosta nestemäinen kylmäaine höyrystyy. Höyrystimen kylmästä vedestä ottama energia saa aikaan veden lämpötilan laskun ja näin jäähdytettyä vettä voidaan käyttää hyödyksi esimerkiksi teollisuuden prosesseissa tai ilmastoinnissa. [Herold K. E. et al. 1996]

Seuraavaksi kylmäaine johdetaan imeyttimelle, jossa se imeytyy takaisin absorptioaineeseen. Kylmäaineen imeytyessä absorptioaineeseen syntyy lämpöä, mikä johdetaan jäähdytysvesipiiriin. Imeytyminen aiheuttaa myös alhaisen paineen imeyttimeen, minkä ansiosta saadaan aikaan toivottu alhainen höyrystymislämpötila. Kylmäaineen ja absorptioaineen heikko seos pumpataan seospumpun avulla korkeampaan paineeseen keittimelle, missä kylmäainetta höyrystyy ja vahva absorptioaineen ja kylmäaineen seos johdetaan venttiilin läpi takaisin imeyttimelle. Hyötysuhteen parantamiseksi on heikon ja vahvan seoksen välillä käytännössä aina lämmönvaihtaja, jonka avulla keittimeltä tuleva kuuma vahva seos luovuttaa lämpöä kylmempään heikkoon seokseen. [Herold K. E. et al. 1996]



Kuva 3. Yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen prosessi p,T-tasossa.

Hyötysuhteen havainnollistamiseksi tarkastellaan seuraavassa kuvassa 4 ideaalista absorptiokylmäkoneetta.



Kuva 4. Absorptiokylmäkoneen prosessi T,s-tasossa.

Kuvassa ylempänä kiertoprosessina on lämpövoimakoneen Carnot-kiertoprosessi ja alempana on lämpöpumpun ja kylmäkoneen Carnot-kiertoprosessi. Sähköntuotantoon käytetyn lämpövoimakoneen hyötysuhde saadaan johdettua muotoon [Herold K.E. et al. 1996] :

$$\eta_{\text{sähkö}} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (1)$$

Kompressorikylmäkoneen kylmäkerroin saadaan lämpötilojen avulla esitettyä seuraavasti [Herold K.E. et al. 1996] :

$$COP_{KKK,ideal} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (2)$$

Kun molemmat kiertoprosessit yhdistetään samaan laitteeseen ja oletetaan, että ylemmän kiertoprosessin työ menee suoraan alempaan kylmäkoneprosessiin, saadaan absorptiokylmäkoneen ideaaliseksi lämpösuhteeksi [Herold K.E. 1996 et al.] :

$$COP_{AKK,ideal} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (3)$$

Edellä mainituista kaavoista voidaan nähdä, että lämpötilan T_1 alentaminen parantaa molempien kiertoprosessien tehokkuutta. Koko prosessin hyötysuhdetta saadaan parannettua myös nostamalla lämpötilaa T_2 tai nostamalla lämpötilaa T_0 lähemmäksi T_1 :n tasoa.

Absorptiokylmäkoneen todellinen lämpösuhde on kuitenkin pienempi johtuen prosessissa tapahtuvista häviöistä sekä erityisesti nesteparin asettamista rajoituksista. Todellinen lämpösuhde saadaan määritettyä esimerkiksi seuraavalla kaavalla, jos tiedossa on saatu kylmäteho (P_k), pumpun kuluttama teho (P_{pumppu}) ja tarvittava lämpöteho (P_l) [Noeres P. 2003] :

$$COP_{AKK} = \frac{P_k}{P_l + P_{pumppu}} \quad (4)$$

Pumpun tarvitsema teho on kuitenkin erittäin pieni verrattuna kylmätehoon, joten se jätetään usein huomioonottamatta.

3.2 Nestepari

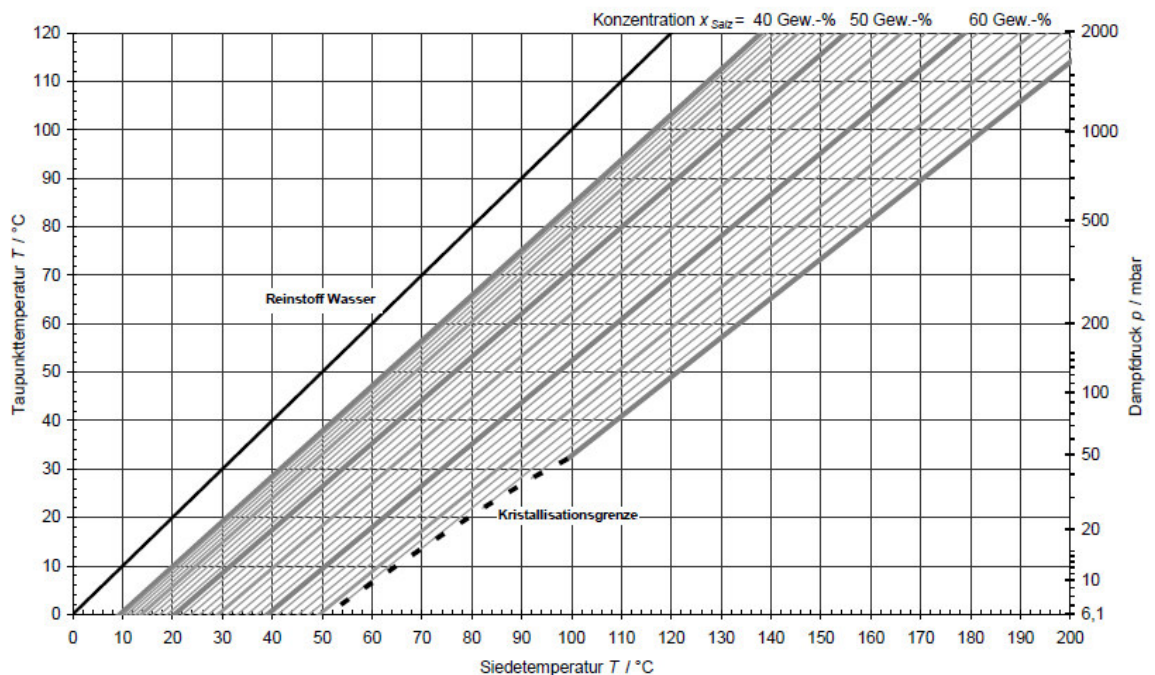
Käytännössä nykypäivänä absorptiokylmäkoneissa käytetään kahta työaineparia, vesi-LiBr ja ammoniakki-vesi. Myös monia muita työainepareja on tutkittu paljon, mutta vain nämä kaksi ovat säilyttäneet kilpailukykyänsä nykyisessä markkinatilanteessa. Näistä kahdesta yleisempi on vesi-LiBr työainepari johtuen pitkälti sen paremmasta kylmäkertoimesta, joka on nykYTEKNIKAN tasolla n. 0,6-1,3 riippuen tyypistä ja käyttöolosuhteista [Liite 1]. Ammoniakki-vesi-tYöaineparilla toimivissa absorptiokylmäkoneissa kylmäkerroin on noin 0,3-0,6. Vesi-LiBr-tYöaineparissa vesi toimii kylmäaineena ja sen takia systeemin jäähdTys on rajoitettu 0 °C yläpuolelle. Ammoniakki-vesi-tYöaineparissa kylmäaineena on ammoniakki, jonka jäätympiste on -77,7 °C [Herold K.E. et al. 1996]. Tämän ansiosta päästään jäähdTyslämpötiloissa 0 °C alapuolelle.

Kylmäaineella on myös toivottavaa olla korkea höyrystymislämpö. Tämä johtaa pienempään kylmäaineen massavirtaan sekä pienempiin lämmönsiirtimien pinta-aloihin. Myös hyvä absorptiokyky kylmäaineen ja absorptioaineen välillä on tärkeää laitteen paremman toiminnan kannalta. Molemmat mainitut työaineparit täyttävät nämä vaatimukset hyvin [Herold K.E. et al. 1996]. Molemmissa työainepareissa on kuitenkin ongelmana kylmäaineen höyrYnpaine. Esimerkiksi ammoniakilla n. 10 °C:ssa se on 6,2 baaria ja 40 °C:ssa 15,6 baaria ja vedellä vastaavissa lämpötiloissa 0,012 baaria ja 0,074 baaria [Universität Stuttgart ITW 2013]. Ammoniakilla on siten liian suuri paine ja vedellä taas liian pieni paine. Näin suuret erot normaaliin ilmanpaineeseen aiheuttavat lisäkustannuksia kylmäkoneen rakenteeseen.

Hyvänä puolena molemmissa tYöainepareissa voidaan pt ympristystvl-lisyyttä kasvihuoneilmiön kannalta. Sekä vedellä että ammoniakilla ovat GWP ja ODP

arvot nolliä [Universität Stuttgart ITW 2013]. Ero on iso esimerkiksi verrattuna kompressorikylmäkoneissa useasti käytettyyn kylmäaineeseen R-134a:n, jonka GWP arvo on 100 vuodessa 1300 [United Nations Framework Convention on Climate Change 2013]. Vaikka ammoniakki on kasvihuoneilmiön kannalta ympäristöystävällinen, se on kuitenkin myrkyllinen aine ja esimerkiksi vahvana seoksena hengitettynä voi aiheuttaa kuoleman [Agency for Toxic Substances & Disease Registry 2013]. Vesi-LiBr-työaineparissa vesi toimii myrkyttömänä kylmäaineena ja LiBr:n haitatkin ovat kohtuullisen pieniä verrattuna ammoniakkiin [Guidechem 2013].

Vesi-LiBr-työaineparilla toimivan absorptiokylmäkoneen toimintaa ja kylmäkerrointa rajoittaa kiteytyminen. Se tapahtuu, jos lämpötila laskee liian alas samalla kun LiBr:n osuus seoksessa on suuri. Tämä kiteytymisraja (Kristallisationsgrenze) on esitettyä kuvassa 5. Käytännössä tämä voi johtua esimerkiksi liian matalasta jäähdytyslämpötilasta tai liian suuresta keittimelle tuodusta lämpöenergiasta. Kun lämpöä tuodaan enemmän ja korkeammassa lämpötilassa keittimelle, höyrystyy yhä enemmän vettä ja imeyttimelle palaava seos on entistä LiBr pitoisempaa. Yleisin kohta, jossa kiteytymistä tapahtuu, on seoslämmönvaihtimen jälkeinen LiBr-vahvan seoksen puoli. Kiteytymisessä muodostuu pieniä kiteitä, jotka suurenevat, jos seoksen lämpötila ei nouse tai seoksen LiBr-pitoisuus vähene. Kiteytyminen voi johtaa absorptiokylmäkoneen pysähtymiseen, jos esimerkiksi seoslämmönvaihtimen jälkeinen puoli menee tukkoon eikä seos pääse virtaamaan. [Herold K.E. et al. 1996]



Kuva 5. Vesi-LiBr-seoksen kiteytymisraja merkittynä katkoviivalla. Alhaalla kiehumislämpötila Celcius-asteina ja oikealla höyrinpain mbar:na. [Plura S. 2008]

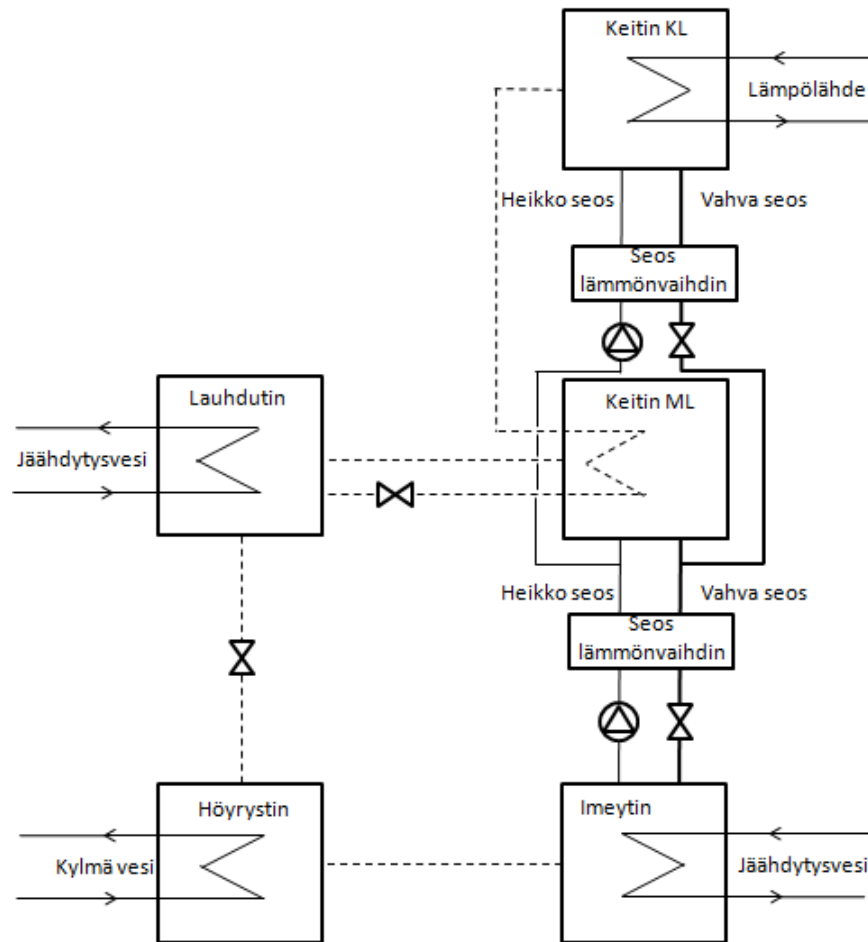
Vaikka ammoniakki-vesi-työaineparikäyttöisessä kylmäkoneessa ei ole kiteytymisen ongelmaa, on sen kylmäkerroin yleensä kuitenkin heikompi kuin vesi-LiBr-

työaineparikäyttöisessä kylmäkoneessa. Yhtenä suurena syynä tähän on rektifikaation tarpeellisuus. Keittimessä ammoniakkin erotus vedestä ei tapahdu täydellisesti johtuen muun muassa veden ja ammoniakkin kiehumispisteiden pienestä eroavaisuudesta, joka on 133 K. Näin ammoniakkin mukana höyrystyy myös vettä, joka täytyy erottaa. Jos vettä ei erotettaisi, johtaisi se vielä suurempaan lämpösuhteen heikkenemiseen. [Koljonen T. ja Sipilä K. 1998]

Lisäksi syynä huonompaan kylmäkertoimeen on esimerkiksi ammoniakkin puolta pienempi höyrystymislämpö, mikä tarkoittaa suurempia massavirtoja ja siten myös lisää häviöitä. Ammoniakki-vesi-seoksen ominaislämpö on myös noin kaksi kertaa suurempi kuin vesi-LiBr-seoksen. Tämä johtaa siihen, että esimerkiksi keittimessä seoksen lämmittämiseen ja siten kylmäaineen höyrystämiseen menee enemmän energiaa. Suuren ominaislämmön johdosta aiheuttavat myös erilaiset häiriöt seoslämmönvaihtimessa herkemmin häviöitä. [Herold K.E. et al. 1996]

3.3 Kaksivaiheinen kierto

Yksivaiheisen kierron ongelmana on arvokkaan korkean lämpötilan lämpölähteen huono hyödyntäminen. Kaksivaiheisella kierrolla puututaan juuri tähän ongelmaan. Siinä on yhden keittimen sijasta kaksi keitintä, joista toinen toimii korkeammassa paineessa ja lämpötilassa. Tämä keitin toimii kuten matalan lämpötilankin keitin eli lämpöenergian avulla lämmittää seosta niin, että kylmäaine höyrystyy. Höyrystynyt kylmäaine johdetaan lauhduttimen sijasta matalan lämpötilan keittimelle, joka toimii kaksivaiheisessa kierrossa myös lauhduttimena. Kun kylmäaine on luovuttanut energiansa matalan lämpötilan keittimessä, johdetaan se venttiilin kautta alemman paineen lauhduttimelle. Tässä vaiheessa sekä matalan lämpötilan että korkean lämpötilan keittimeltä tulevat kylmäaineet yhdistetään samaan kiertoon. Tämän jälkeen prosessi jatkuu samalla tavalla kuin yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa. Kylmäaine johdetaan lauhduttimelta venttiilin kautta höyrystimelle, jossa alhaisen paineen avulla se höyrystetään ja johdetaan imeyttimelle. Kun kylmäaine on imeytynyt, pumpataan osa heikosta seoksesta matalan lämpötilan keittimelle ja osa korkean lämpötilan keittimelle. Keittimiltä palaavat vahvat seokset yhdistetään ennen imeytintä. [Herold K.E. et al. 1996]



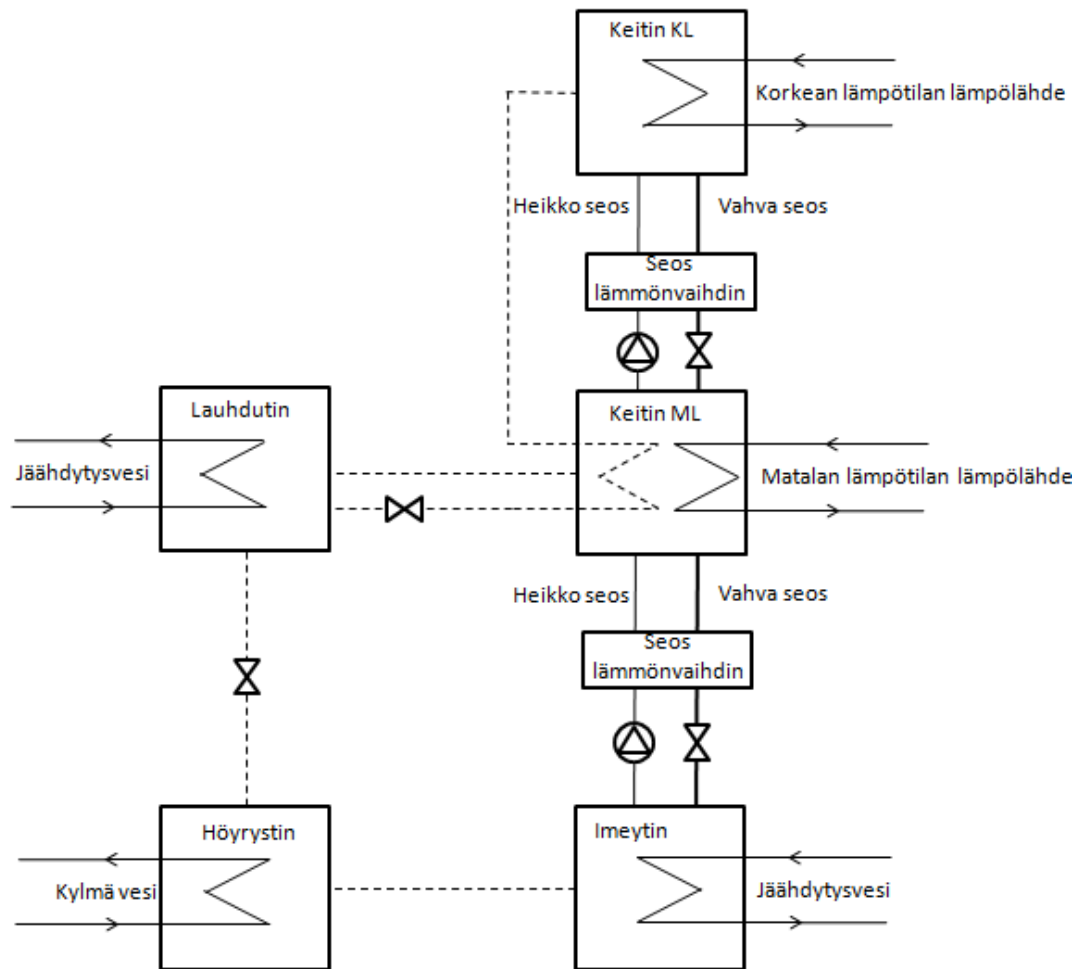
Kuva 6. Kaksivaiheinen absorptiokylmäkone rinnankytkennällä.

Kuvassa 6 esitetään absorptiokylmäkone toteutettuna rinnankytkennällä, jolla viitataan tapaan kuinka seoskierto on toteutettu. Keittimet voidaan kytkeä myös sarjaan, jolloin heikon seoksen voi johtaa ensin joko matalan tai korkean lämpötilan keittimelle. Näillä erilaisilla kytkennöillä voidaan vaikuttaa laitteen kylmäkertoimeen ja laitteesta saatavaan tehoon. [Herold K.E. et al. 1996]

3.4 Muita tärkeitä kiertoprosesseja

Kaksiportaisessa kierrossa käytetään vain korkean lämpötilan energialähdettä [Herold K. E. 1996]. Voi kuitenkin olla tilanteita, joissa on tarjolla sekä matalan että korkean lämpötilan hukkaenergiavirtoja. Virrat voivat koostua esimerkiksi teollisuuden prosessien hukkalämmöistä tai kaasumootorikäyttöisen lämpövoimalaitoksen pakokaasusta ja jäähdytysvedestä. Näissä tapauksissa olisi mahdollista käyttää esimerkiksi kahta absorptiokylmäkoneita, joista toinen on yksivaiheinen ja toinen kaksivaiheinen. Vaihtoehtona olisi myös käyttää esimerkiksi pakokaasujen sisältämä lämpöenergia moottorin jäähdytysveden kumentamiseen, jotta molemmat hukkalämpövirrat pystyttäisiin hyödyntämään yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa. Tällöin menetetään kuitenkin pakokaasun korkean lämpötilan COP:ta kohottavat vaikutukset. Onkin kehitetty absorptiokylmäkone, jossa voidaan käyttää molempia energiavirtoja hyväksi.

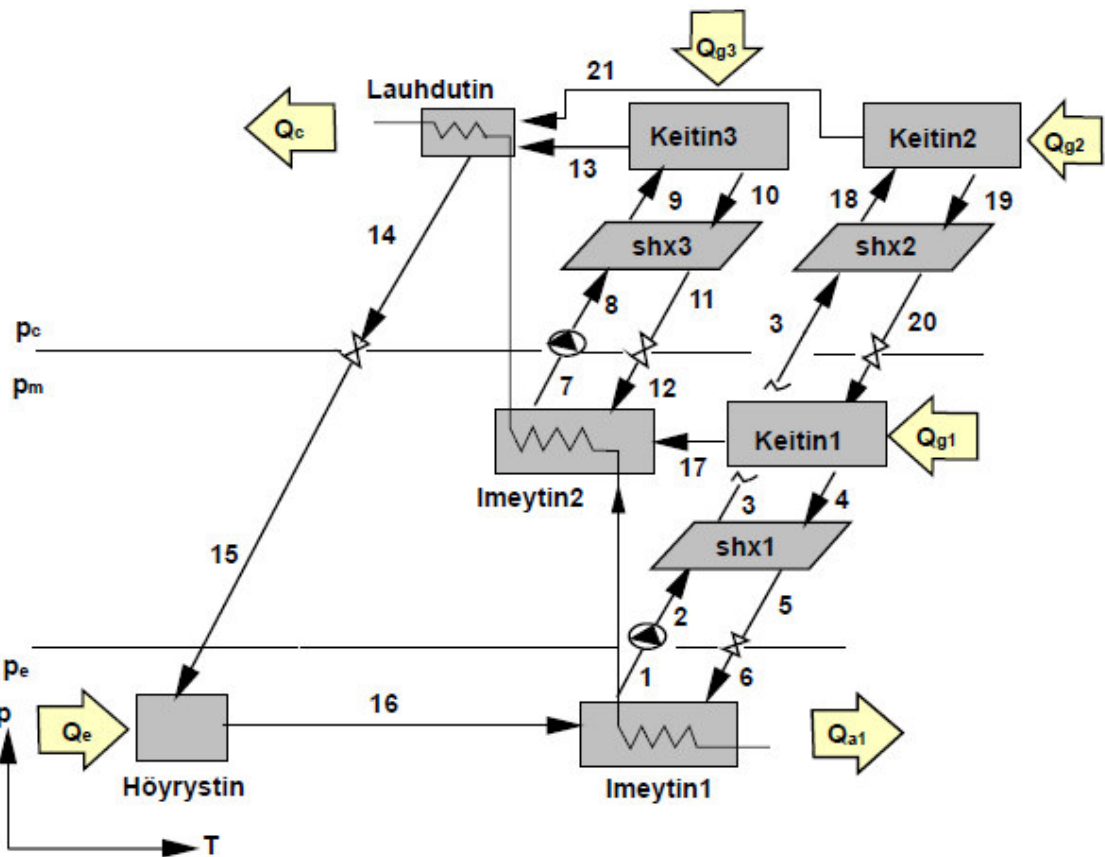
Yksi-/kaksivaiheisessa kierrossa korkean lämpötilan energia johdetaan korkean lämpötilan keittimelle ja matalan lämpötilan energia vastaavasti matalan lämpötilan keittimelle. Näin molemmat energiavirrat saadaan hyödynnettyä yhdellä laitteella. Kuvassa 7 on esitettyä yksi- /kaksivaiheisen kierron kytkentäkaavio. [Plura S. 2008]



Kuva 7. Yksi- /kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen kytkentäkaavio.

On kuitenkin muistettava, että mitä enemmän matalan lämpötilan lämpölähteen energiaa käytetään, sitä huonommaksi absorptiokylmäkoneen kylmäkerroin laskee. Kun molempia energialähteitä käytetään suurin piirtein saman verran, voidaan kylmäkertoimen olettaa asettuvan välille 0,94-1,1. Tämä sijoittuu suunnilleen yksi- ja kaksivaiheisten absorptiokylmäkoneiden väliin. [Plura S. 2008]

Erityisesti matalan lämpötilan hukkalämpövirtoja silmällä pitäen on kehitetty yksivaiheinen kaksiosainen absorptiokylmäkone (SE/DL). Kuvassa 8 on esitetty sen katkentäkaavio. Verrattuna yksivaiheiseen absorptiokylmäkoneeseen on SE/DL-koneeseen lisätty kaksi keittintä ja imeytin. Lämpö tuodaan ensin keittimelle kaksi, josta se johdetaan keittimen 1 kautta keittimelle 3. Näin absorptiokylmäkoneelta lähtevän lämpölähteen lämpötila voidaan laskea jopa 55 celsiusasteeseen asti. [Koljonen T. ja Sipilä K. 1998]



Kuva 8. SE/DL-absorptiokylmäkoneen (yksivaiheinen kaksiosainen) kytkentäkaavio. [Koljonen T. ja Sipilä K. 1998]

Taulukkoon 2 on koottu tämän työn kannalta oleelliset absorptiokylmäkoneen erilaiset kiertoprosessit eri lämpölähteineen ja niiden tärkeimmät ominaisuudet. Kuten taulukosta nähdään, on kaksivaiheisella absorptiokylmäkoneella lämpösuhde pääsääntöisesti lähellä 1,3:a ja yksivaiheisella lähellä 0,7:ä. Tämän lisäksi pienen eron lämpösuhteeseen ja laitteen kokoon tekee sen lämpölähte. Esimerkiksi höyrykäyttöisessä absorptiokylmäkoneessa voidaan käyttää höyryn latenttia lämpöä hyödyksi, minkä johdosta se voidaan rakentaa pienemmäksi ja edullisemmaksi [Thermax Europe Ltd. 2013]. Huonommilla lämmönsiirto-ominaisuuksilla pako- /savukaasu aiheuttaa taas suurimmat lämmönsiirtopinta-alat ja siten hieman isomman absorptiokylmäkoneen.

Taulukko 2. Eri absorptiokylmäkonetyyppien ominaisuudet vertailussa.

	Pakokaasu kaksivaiheinen	Kuuma vesi yksivaiheinen	Kuuma vesi kaksivaiheinen
COP ~	1,3	0,7	1,3
Hinta	-	+	-
Tarvittava jäähdytysteho	~ 1,7 x Kylmäteho	~ 2,3 x Kylmäteho	~ 1,7 x Kylmäteho
Lämpölähteen lämpötila	Meno 250 - 600 °C Paluu 210 - 140 °C	Meno 70-150 °C Paluu 60 °C asti	Meno 180 - 155 °C Paluu 150 °C asti
Kokemukset	Vähän	Paljon	Vähiten
Kylmäteho	169 - 11 630 kW	15 - 11 630 kW	140 - 11 630 kW
Ylimääräiset huoltotoimen- piteet	Pakokaasupuolen puhdistus		Korkean paineen johdosta aiheutuvat tarkistukset

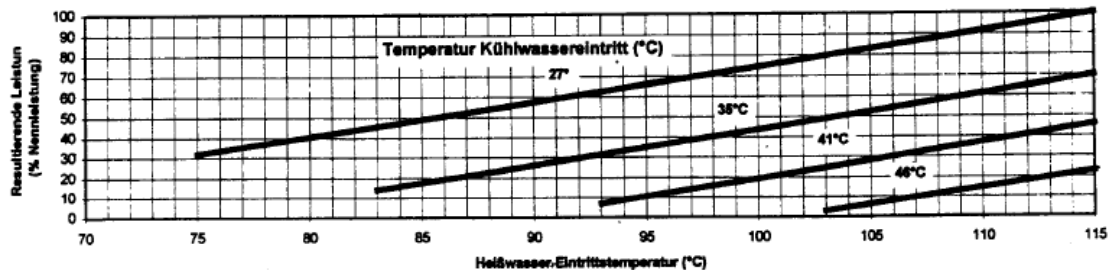
	Multifuel 2-1- vaiheinen (Pakokaasu + Kuuma vesi)	Höyry yksivaiheinen	Höyry kaksivaiheinen
COP ~	1,0	0,7	1,3
Hinta	-	++	-
Tarvittava jäähdytysteho	~ 2,0 x Kylmäteho	~ 2,3 x Kylmäteho	~ 1,7 x Kylmäteho
Lämpölähteen lämpötila	Ks. 2-vaiheinen savukaasu ja 1- vaiheinen kuumavesi	Meno 0,5 - 3,5 bar(G) Paluu 90-95 °C	Meno 4 - 10 bar(G) Paluu 90-95 °C
Kokemukset	Vähän	Paljon	Paljon
Kylmäteho	169 - 11 630 kW	176 - 11 630 kW	154 - 11 630 kW
Ylimääräiset huoltotoimen- piteet	Pakokaasupuolen puhdistus		Korkean paineen johdosta aiheutuvat tarkistukset

3.5 Jäähdytysnesteen, kylmän nesteen ja lämpölähteen lämpötilojen vaikutus lämpösuhteeseen ja tehoon

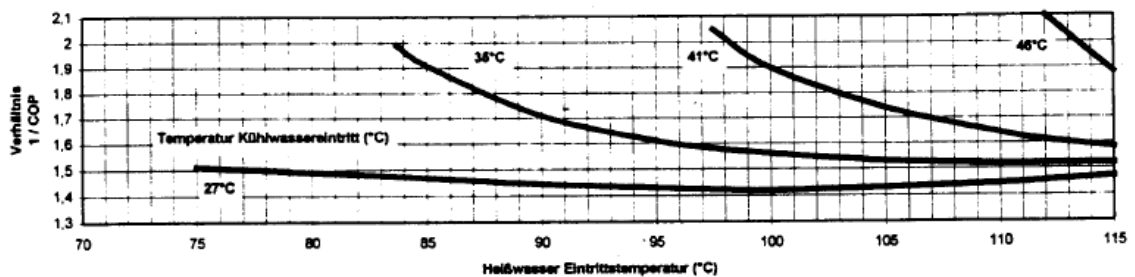
Jäähdytysneste kulkee LiBr-absorptiokylmäkoneessa lauhduttimen ja imeyttimeen läpi. Mitä alhaisempi on jäähdytysnesteen lämpötila, sitä tehokkaampaa on lauhtuminen lauhduttimessa ja imeytyminen imeyttimeessä. Korkeampaa jäähdytysnesteen lämpötilaa voidaan kompensoida absorptiokylmäkoneen mitoitusvaiheessa suurentamalla lauhduttimen ja imeyttimeen pinta-alaa. Pääsääntöisesti absorptiokylmäkoneen COP riippuukin lämmönsiirtopinta-aloista [Ranne A. 2001]. Näin hyötysuhteessa ei tapahdu merkittävää

muutosta puhuttaessa kohtuullisista jäähdytysnesteen lämpötilan muutoksista. Tällöin laite voidaan vain suunnitella isommaksi. Jäähdytysnesteen lämpötilaa ei voi kuitenkaan nostaa rajattomasti, koska tällöin kylmäaineen kondensoitumispisteen ja jäähdytysnesteen lämpötilaero pienenesi liikaa ja aiheuttaisi lämmönsiirtimien pinta-alojen rajun kasvun.

Kun absorptiokylmäkone on otettu jo käyttöön ja sinne ajetaan lämpimämpää jäähdytysvettä, kuin mitä on suunniteltu, laskee sen teho. Kuvassa 9 on esitetty jäähdytysveden ja lämpölähteen lämpötilojen vaikutus saatavaan tehoon. Kuvasta voidaan myös päätellä, että mitä korkeampi on lämpölähteen lämpötila, sitä korkeampaa jäähdytysveden lämpötilaa voidaan käyttää. Toisaalta pitämällä jäähdytysveden lämpötila vakiona saataisiin enemmän tehoa. Kuvasta 10 taas nähdään, että lämpölähteen lämpötilan kohottaminen ei aina paranna lämpösuhdetta vaan jokaisella jäähdytysveden lämpötilalla on oma optimi lämpölähteen lämpötila. Jos koneen suunnitteluvaiheessa on tiedossa, että käytössä on korkean lämpötilan lämpölähde, voidaan se tällöin rakentaa hieman pienemmäksi [Ranne A. 2001].

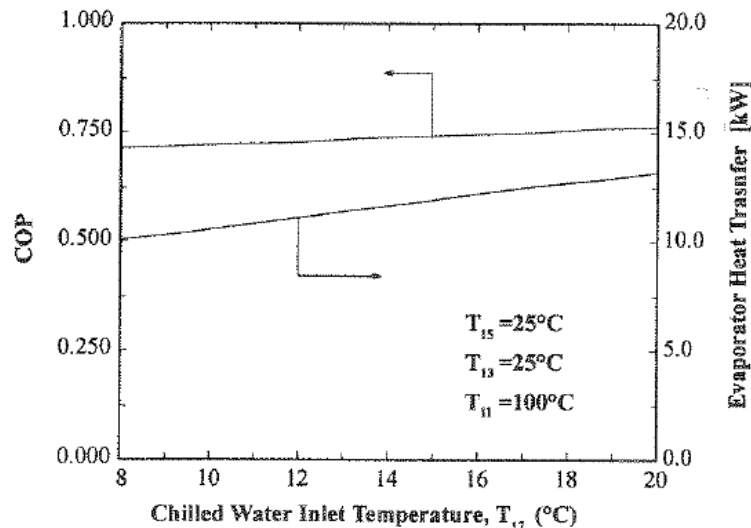


Kuva 9. Jäähdytysveden ja lämpölähteen lämpötilojen vaikutus verrattuna saatavaan tehoon yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa (York YIA). [York 2013]



Kuva 10. Jäähdytysveden ja lämpölähteen lämpötilojen vaikutus lämpösuhteeseen yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa (York YIA). [York 2013]

Mitä matalampi on kylmän veden lämpötila, sitä vaikeammaksi tulee saavuttaa korkea kylmäkerroin. Näin absorptiokylmäkone voidaankin rakentaa halvemmaksi, jos tavoiteltua kylmän veden lämpötilaa voidaan nostaa. Kuvassa 11 näkyy, kuinka kylmän veden lämpötila vaikuttaa kylmäkertoimeen yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa. Kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa ovat kylmän, kuuman ja jäähdyttävän veden vaikutukset kylmäkertoimeen samankaltaiset kuin yksivaiheisessa, mutta lämpölähteen lämpötilan arvot ja kylmäkerroin ovat korkeampia. [Herold K.E. et al. 1996]



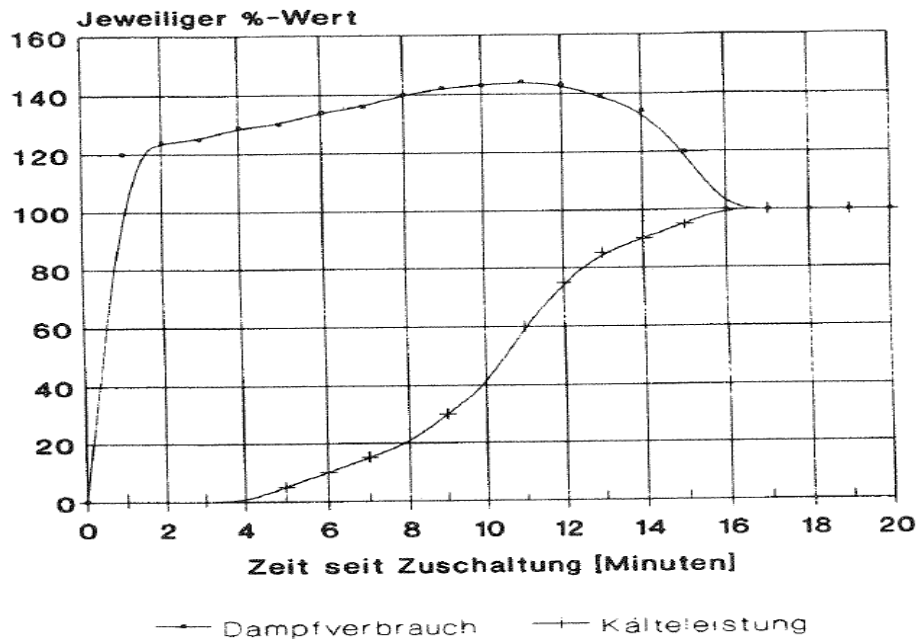
Kuva 11. Kylmän veden sisääntulolämpötilan vaikutus kylmätehoon ja lämpösuhteeseen. [Herold K.E. et al 1996]

3.6 Laitteen säätäminen ja käyttäytyminen

Absorptiokylmäkoneen tehoa voidaan säätää sisäisen kierron lisäksi muuntelemalla lämpölähteen ja kylmän veden massavirtaa ja lämpötiloja. Laskemalla lämpölähteen massavirtaa tai lämpötilaa pyritään siihen, että keittimen lämpöteho pienenee ja vähemmän kylmäainetta höyrystyy, jolloin myös kylmäteho vähenee. Jos tehoa säädetään pelkästään lämpölähteen lämpötilaa ohjaamalla, pysyy pumppausteho vakiona. Tässä hyvänä puolena on se, että virtausnopeus ei pienene, jolloin putken likaantuminen pysyy minimissään. Tehoa voidaan pienentää myös laskemalla lämpölähteen virtausnopeutta keittimen läpi. Jos sisäänmenolämpötila pidetään vakiona, kasvaa tällöin lämpötilaero keittimen läpi. Tässä säätötavassa hyvänä puolena on pienempi sähköenergian tarve. Koska pumpun tekemä työ on verrannollinen sen tuottamaan massavirtaan kolmannessa potenssissa, laskee esimerkiksi 50 % vähennys kylmän veden tilavuusvirrasta pumpun ottaman tehon teoreettisesti kahdeksasosaan alkuperäisestä tehosta. On kuitenkin huomioitava, että pumpun hyötysuhde voi heikentyä, kun sen tehoa lasketaan. [Zachmeier P. 2013]

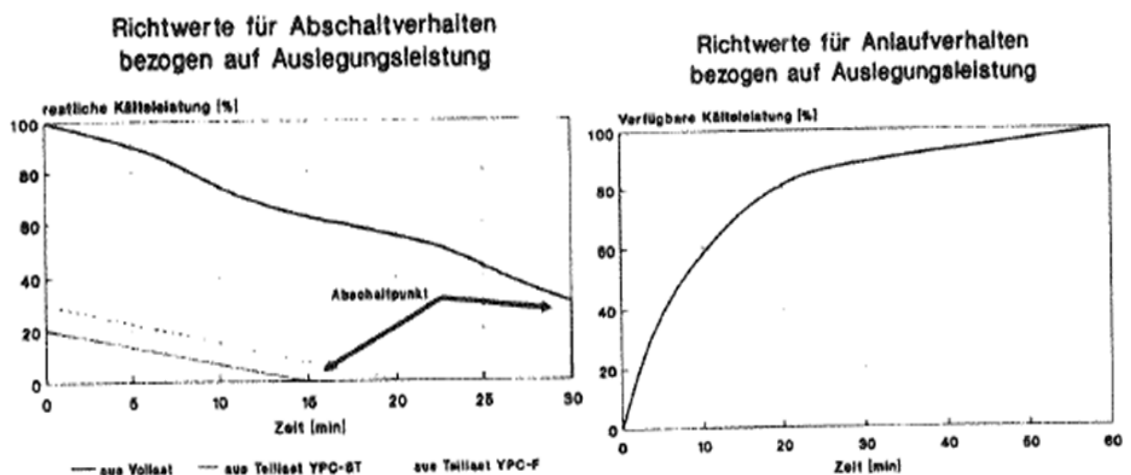
Kylmän veden arvoja muuntelemalla voidaan vaikuttaa höyrystimen lämmönsiirron tehokkuuteen ja siten kylmätehoon. Tehoa voidaan säätää kylmän veden massavirtaa tai sisään- ja ulosmenolämpötiloja säätämällä samaan tapaan kuin lämpölähteen tehonsäädössä. Kylmän veden piirissä tehonsäätö tehdään kuitenkin yleensä pitämällä virtausnopeutta tasaisena ja säätämällä lämpötilaa.

Sisäistä kiertoa muuntelemalla voidaan myös vaikuttaa absorptiokylmäkoneen tehoon. Yksi tapa on vaikuttaa LiBr-vesi-seoksen väkevyyteen. Esimerkiksi Carrierilla on ollut käytössä systeemi, jossa seoksen väkevyyttä keittimessä on säädelty keittimen ja seoslämmönvaihtimen välissä olevalla kolmitieventtiilillä. [Hartmann K. 1992]



Kuva 12. Yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen tuottama kylmäteho sen käynnistytksen aikana. Alhaalla aika sulkemisen jälkeen ja vasemmalla kylmäteho prosentteina. [York 2013]

Absorptiokylmäkonevalmistajan Yorkin kuvissa 12 ja 13 on esitettyä yksi- ja kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen käynnistys- ja sulkemisaikoja. Erityisesti kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa on huomioitava noin tunnin käynnistysaika. Tärkeää on huomioida, että laite tuottaa kylmää vielä sulkemisen jälkeenkin. On myös hyvä huomioida, että siirryttäessä osateholle absorptiokylmäkoneen lämpösuhde paranee, kuten käy ilmi kuvassa 14 esitetyn kaksivaiheisen Broad-absorptiokylmäkoneen ominaisuuksista. Kuitenkin tarpeeksi pienelle osatehoalueelle päädyttäessä alkaa kylmäkerroin heikkenemään. Esimerkiksi kyseisessä Broadin valmistamassa absorptiokylmäkoneessa heikkeneminen alkaa 50 ja 25 prosentin osatehon alueella.



Kuva 13. Vasemman puoleisessa kuvaajassa kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen tehon kehitys laitetta suljettaessa ja oikean puoleisessa kuvaajassa sitä käynnistäessä. Alhaalla aika minuutteina ja vasemmalla kylmäteho prosentteina. [York 2013]

COP

Rated COP:1.41		
IPLV COP:1.62		
Load		COP
A	100%	1.410
B	75%	1.627
C	50%	1.679
D	25%	1.356

Kuva 14. Broadin valmistaman höyrykäyttöisen kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen osatehokäyttäytyminen, jossa vasemmassa sarakkeessa tehon suuruus ja oikeassa kylmäkerroin (COP). [Broad U.S.A. INC. 2008]

4 KAASUMOOTTORI- JA KAASUTURBIINI-KÄYTTÖISET LÄMPÖVOIMALAITOKSET

Sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksissa otetaan sähköntuotannosta ylijäämälämpö talteen ja siirretään se esimerkiksi kaukolämpöverkkoon tai teollisuuden prosessiin. Ylijäämälämmön talteenotolla vältetään erillisten lämpölaitosten rakentamista ja niiden ylläpitoa, jolloin säästetään investointi- ja polttoainekustannuksissa. Sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksen ytimenä toimii yleensä höyryturbiini, kaasumoottori tai kaasuturbiini. Jotkin uudemmat laitokset toimivat myös polttokennolla tai stirlingmoottorilla. Tässä diplomityössä keskitytään kuitenkin vain kaasumoottori- ja kaasuturbiinikäyttöisiin sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksiin.

4.1 Kaasumoottorikäyttöinen lämpövoimalaitos

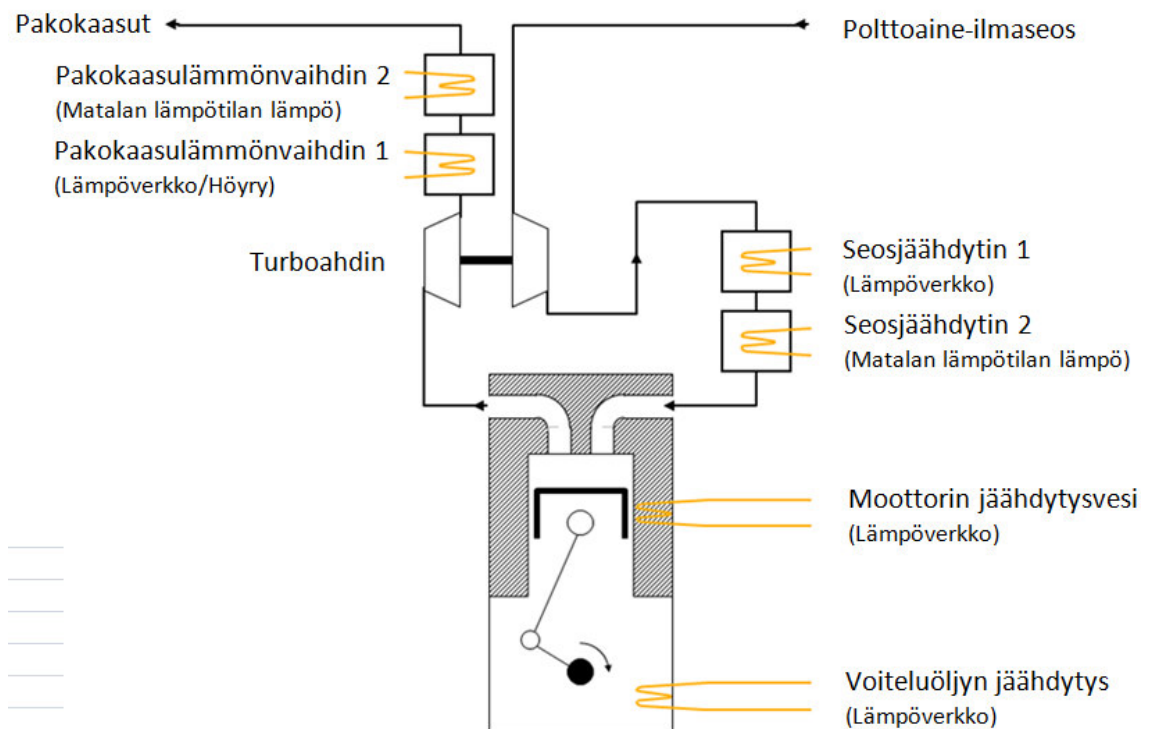
Kaasumoottorikäyttöiset sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitokset ovat yleistuneet viime aikoina erityisesti Saksassa [Pressbox 2012]. Yhtenä suurimpana syynä kasvuun voidaan nähdä luvussa 1 mainitut lait, jotka tukevat lämpövoimalaitoksia ja kannustavat tehokkaaseen energiantuotantoon. Koska jo pienehkö kaasumoottori saavuttaa hyviä hyötysuhteita, täyttää se hyvin pienen tai keskikokoisen lämpövoimalaitoksen tehtävän. Lisäksi esimerkiksi nestemäistä polttoainetta käyttäviin dieselmoottoreihin verrattuna sillä on selvästi pienemmät CO₂-päästöt [Herdin G. ja Herdin R. 2012].

4.1.1 Toimintaperiaate

Lämpövoimalaitosten kaasumoottorit perustuvat suurelta osin muunneltuihin autojen tai laivojen ottomoottoreihin, mutta on olemassa myös diesel-periaatteella toimivia kaasumoottoreita. Dieselmoottorin parempaa hyötysuhdetta on tavoiteltu syöttämällä sylinteriin pieni määrä sytytyspolttoainetta, joka korkeassa paineessa sytyttää myös kaasun palamaan. Erityisesti keskikokoisissa ja isoissa kaasumoottoreissa käytetään hyötysuhteen parantamiseen myös turboahdinta, joka käyttää pakokaasujen energiaa ilma-kaasuseoksen ahtamiseen sylinteriin. Kun sylinteri saadaan täytettyä paremmin, saadaan siitä myös enemmän tehoa. Tämä mekaaninen teho siirretään sen jälkeen kampiakselin kautta generaattorille, joka muuntaa sen sähköksi. [Nowak W. ja Arthkamp J. 2010]

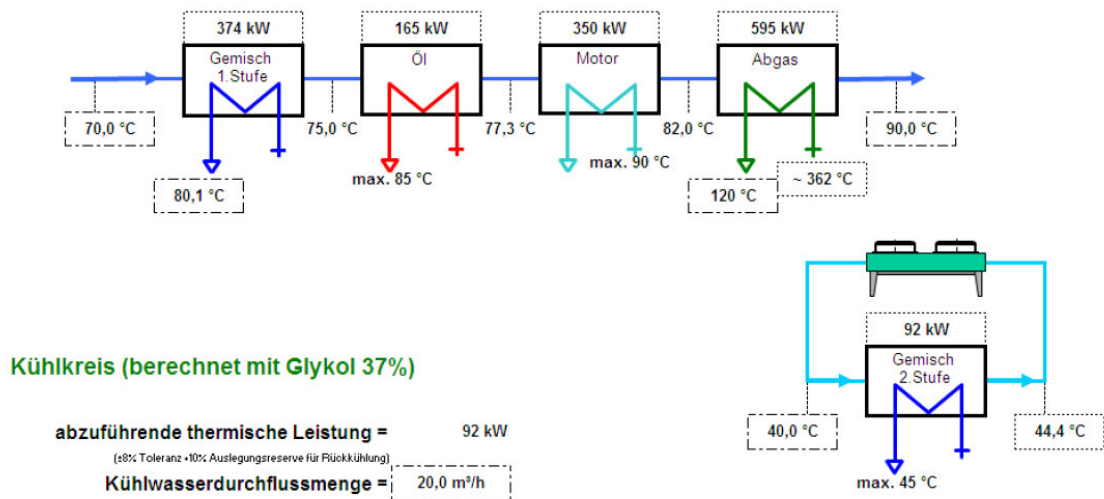
Daniel Schollin kanssa käydyssä keskustelussa (Scholl D. 2013) mukaan sylinterin täyttöastetta voidaan parantaa myös jäähdyttämällä turboahdinten jälkeistä ilma-kaasuseosta. Kun seoksen lämpötila alenee, pienenee sen tilavuus ja näin enemmän ilmaa ja polttoainetta saadaan ahdettua sylinteriin. Kuvan 15 mukaisesti seos

jäähdytetään yleensä kahdessa vaiheessa. Daniel Schollin kanssa käydyn keskustelun (Scholl D. 2013) aikana kävi myös ilmi, että ensimmäisen vaiheen seosjäähdyttimen lämpöenergia voidaan käyttää hyödyksi esimerkiksi lämpöverkossa. Toisen vaiheen seosjäähdyttimeltä saatava lämpöenergia on niin matalan lämpötilaista, että sitä ei voi syöttää normaaliin lämpöverkkoon. Usein se johdetaan hukkalämpönä ympäristöön, mutta, jos tarvetta on, voidaan se käyttää esimerkiksi lattialämmitykseen. Tilanteesta ja moottorityypistä riippuen voidaan ensimmäisen seoslämmönvaihtimen avulla kohottaa lämpöverkon veden lämpötila lähelle 80 celsiusastetta. Toisen vaiheen seoslämmönvaihtimella saavutetaan 40-50 celsiusasteen lämpötiloja.



Kuva 15. Kaasumoottorikäyttöisen sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitoksen lämpövirrat. [Peetz F. 2014a, suomentanut Samu Tenhunen]

Myös moottorin jäähdytysveden ja voiteluöljyn lämpöenergia otetaan talteen syöttämällä se esimerkiksi lämpöverkkoon. Sinne voidaan syöttää myös pakokaasujen lämpöenergia, joka saadaan tarvittaessa käytettyä myös höyryntuotantoon sen korkean lämpötilan ansiosta. Jos on tarvetta matalan lämpötilan lämmölle, voidaan korkean lämpötilan pakokaasulämmönvaihtimen jälkeen käyttää vielä matalan lämpötilan lämmönvaihdinta, jonka energia voidaan käyttää esimerkiksi lattialämmitykseen. Kuvassa 16 on esitetty tyypillinen kytkentäjärjestys, kuinka edellä mainitut lämpölähteet kytketään lämpöverkkoon. Matalan lämpötilan lämpölähteet sijoitetaan kytkentäjärjestyksessä ensimmäiseksi, jotta energia saadaan otettua mahdollisemman tehokkaasti talteen. Kuvan tapauksessa matalan lämpötilan lämmönvaihtimilta saataville energioille ei ole ollut käyttöä, joten ne johdetaan pois käyttämällä jäähdytystorneja. [Scholl D. 2013]



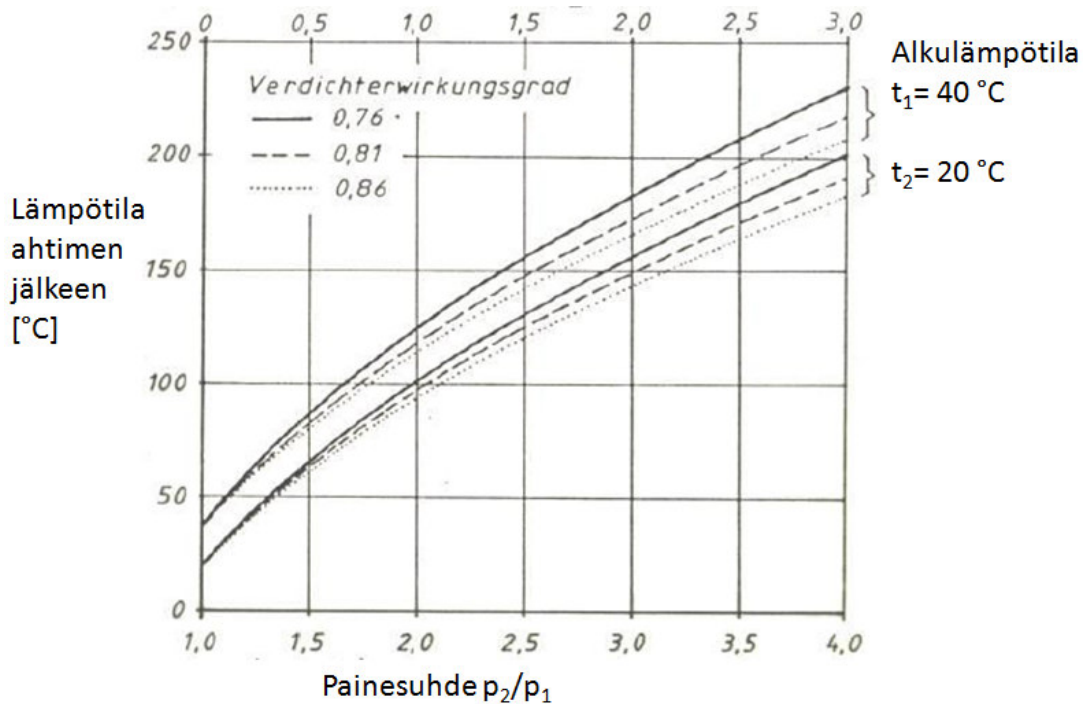
Kuva 16. GE Jenbacher kaasumoottorin lämmöntalteenoton kytkentäjärjestys lämpöverkkoon. [GE Jenbacher 2013]

Jotta kaasumoottori toimii suunnitellusti, sen on saatava riittävän viileää vettä jäähdytykseen. Tämän takia on tärkeää huomioida lämpöverkolta paalaavan lämmitysveden lämpötila. Kaasumoottorit onkin suunniteltu sammumaan automaattisesti, jos paluuveden lämpötila nousee liian korkeaksi. Yleensä paluuveden suurin sallittu lämpötila on asetettu n. 70 celsiusasteeseen. [Suttor W. 2009]

Useasti kaasumoottorikäyttöinen lämpövoimalaitos on kytkettynä yhteen lämpökattilan kanssa. Tällöin kaasumoottorilta muuten hukkaan johtuva ja säteilevä lämpöenergia voidaan osin hyödyntää lämpökattiloiden polttoilman esilämmityksessä. Näitä hukkalämpövirtoja voidaan hyödyntää myös ilmastointilaitteiden avustamiseen. [Suttor W. 2009]

4.1.2 Sähkö- ja lämpöhyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä

Turboahdin parantaa erityisesti kaasumoottorin tilavuustehoa mutta myös hyötysuhdetta lisäämällä ilman ja polttoaineen määrää sylinterissä. Pakokaasujen energia otetaan käyttöön pakokaasuputkiston puolelle sijoitetulla turbiinilla. Saatu mekaaninen energia siirretään imupuolella sijaitsevalle kompressorille, joka ahtaa ilmaa sylinteriin. Ahtamisen seurauksena paine kohoaa ja ilman lämpötila kasvaa. Lämpötilan kasvaessa kasvaa myös ilman ominaistilavuus, mikä heikentää ahtamisen tehokkuutta. Tämän vuoksi ilman ja kaasun seosta jäähdytetään ennen sylinterille johtamista. Näin ilman ja kaasun ominaistilavuus pienenee, jolloin ahtaminen helpottuu. [Raiko R. 2013]

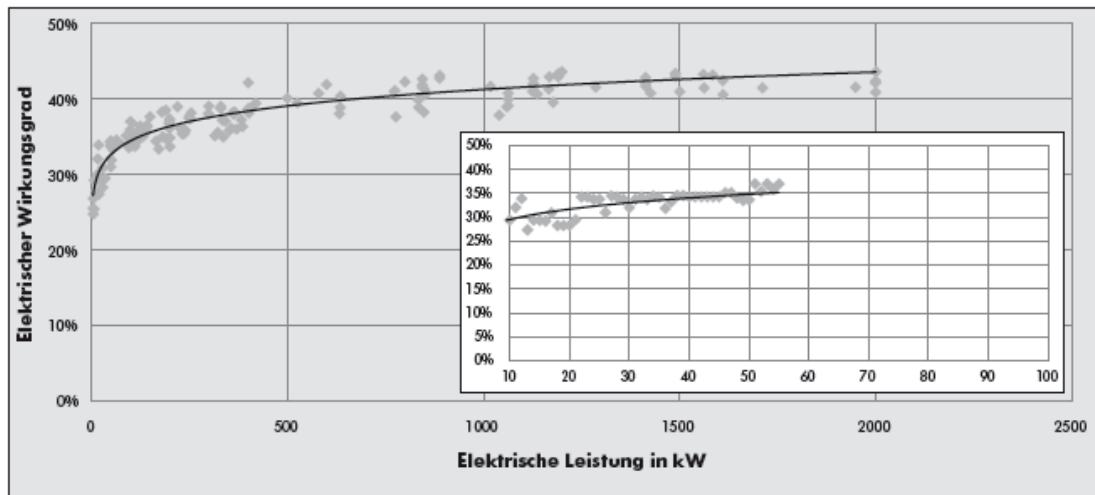


Kuva 17. Kaasun ja ilman seoksen lämpötila ahtimen jälkeen suhteessa ahtopaineeseen. [Raiko R. 2013, muokannut Samu Tenhunen]

Kuvassa 17 on esitetty kaasun ja ilman seoksen lämpötila ahtimen jälkeen suhteessa ahtopaineeseen ja paine suhteeseen eri alkulämpötiloissa ja eri isentrooppisilla hyötysuhteilla. Siitä nähdään että 1-1,5 barin ahtopaineella ja 20-40 °C alkulämpötilalla kasvaa seoksen lämpötila 100-150 °C tietämille. Tämä lämpöenergia voidaan käyttää myös hyödyksi lämpöverkossa kasvattaen lämpöhyötysuhdetta.

Daniel Schollin kanssa käydyn keskustelun (Scholl D. 2013) mukaan turboahtimen hyötysuhteeseen vaikuttavat myös pakokaasukanavan painehäviöt, joita aiheuttavat muun muassa pakokaasukanavaan kytketyt lämmönvaihtimet ja tietysti itse pakokaasukanava. Painehäviöistä johtuen pakokaasukanavassa pyörivän turbiinin teho laskee ja näin imuilmapuolella työskentelevän kompressorinkin teho laskee. Esimerkiksi GE Jenbacher JMS 420 kaasumoottorissa suurimmaksi sallituksi painehäviöksi pakokaasukanavassa on määritetty 60 mbaria [GE Jenbacher 2013].

Kaasumoottorin koon kasvaessa on mahdollista saavuttaa korkeampi sähköhyötysuhde kuten kuvassa 18 on esitetty. ASUE:n raportista selviää myös, että sähköhyötysuhteen ja moottorikoon kasvaessa lämpöhyötysuhteella on taipumus laskea. Jo käynnissä olevan moottorin tehoa voidaan säätää noin 60 % alkuperäisestä tehosta ilman merkittävää menetystä hyötysuhteessa [Suttor W. 2009]. Toisaalta lämpöhyötysuhde paranee tehoa laskettaessa [Lutsch et al. 2004]. Tämä lämpöhyötysuhteen paraneminen riippuu suurelta osin siitä, että sähköisen hyötysuhteen pienentyessä, kasvaa hukkalämpövirtojen lämpötilataso. Näin niistä voidaan hyödyntää prosentuaalisesti suurempi osa.



Kuva 18. Kaasumoottorin sähköinen hyötysuhde suhteessa sähköiseen tehoon. [Nowak W. ja Arthkamp J. 2010]

4.1.3 Energiavirtojen lämpötilojen määräytyminen

Kaasumoottorikäyttöisen sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitoksen tuottaman lämpimän veden lämpötila määräytyy moottorin käyntilämpötilan ja pakokaasujen lämpötilan perusteella. Koska paluuveden lämpötila on rajoitettu yleensä n. 70 asteen alueelle, voidaan menoveden lämpötilaan vaikuttaa lähinnä massavirtaa säätelemällä. Mitä pienempi on massavirta, sitä suurempi menoveden lämpötila voidaan saavuttaa. Massavirtaa ei voi kuitenkaan pienentää loputtomiin, koska tällöin moottorin jäähdytysteho voi laskea alle sallittujen arvojen. [Suttor W. 2009]

Moottorin ja öljyn jäähdytyksen sekä turbon välijäähdytyksen muodostaaman vaippavesipiirin jälkeen voidaan lämpöverkon veden lämpötilaan vaikuttaa vielä pakokaasuilla. Esimerkiksi GE Jenbacher J 420 (kuva 16) kaasumoottorissa pakokaasujen energia on käytetty hyödyksi 120 °C asti. Suurentamalla lämmönvaihtimia tai laskeamalla toivottua menoveden lämpötilaa voidaan pakokaasuja jäähdyttää enemmän ja näin hyödyntää niiden energia tehokkaammin. Aina lämpöverkon lämpötilan laskeminen ei kuitenkaan ole toivottavaa tai edes mahdollista ja lämmönvaihtimien suurentaminenkin tuo lisää kustannuksia. Jos taas lämpöverkon lämpötilaa halutaan nostaa, voi se johtaa pakokaasujen loppulämpötilan kohoamiseen tai jälleen lämmönsiirtimien suurentamiseen pienentyneen pakokaasujen ja lämpöverkon veden välisen lämpötilaeron takia.

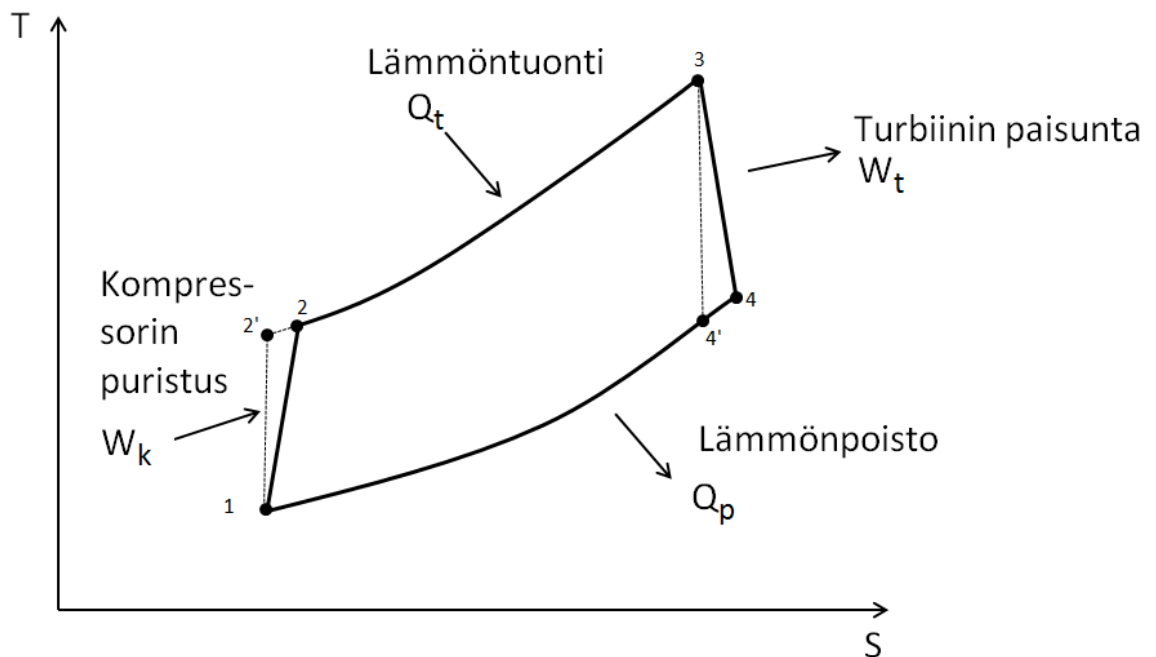
Verrattaessa samassa lämpötilassa olevan höyryn ja lämpimän veden tuotantoa, huomataan, että lämpimän veden tuotannossa saadaan pakokaasujen energia paremmin käytettyä hyödyksi. Tämä johtuu siitä, että lämpimän veden tuotannossa voidaan käyttää vastavirtalämmönvaihdinta, minkä ansiosta pakokaasujen lämpötila saadaan pudotettua tavoitellun lämpimän veden lämpötilan lähelle tai jopa alapuolelle. Höyryn tuotannossa taas lämpötila pysyy vakiona faasimuunnoksen aikana, joten vastaavaa ominaisuutta ei voida käyttää. Kuten lämpimän veden tuotannossakin, aiheuttaa tuotettavan höyryn

lämpötilan tai kylläisen höyryn paineen nosto lisäkustannuksia systeemiin ja mahdollisesti suurempia häviöitä.

4.2 Kaasuturbiinikäyttöinen lämpövoimalaitos

4.2.1 Toimintaperiaate

Kaasuturbiinikäyttöisen lämpövoimalaitoksen pääosat ovat kompressorin, polttokammio, kaasuturbiini, generaattori ja lämmöntalteenottokattila. Kompressorin tehtävä on kuljettaa ja tiivistää ilma polttokammioon, jotta palaminen olisi mahdollisimman tehokasta. Polttokammioon syötetään myös polttoaine, joka siellä palaessaan laajenee ja kulkeutuu kaasuturbiinille. Savukaasut jatkavat laajenemistaan ja luovuttavat energiansa kaasuturbiinille, joka muuntaa tämän energian mekaaniseksi. Mekaaninen energia jakautuu generaattorin ja kompressorin kesken siten, että kompressorin ottaa vain ilman ahtamiseen tarvitseman energian ja generaattori muuntaa lopun energian sähköksi. Kaasuturbiinilta savukaasut ohjataan lämmöntalteenottokattilaan, jossa jäljelle jäänyt energia otetaan talteen ja muunnetaan esimerkiksi lämpimäksi vedeksi tai höyryksi. [Turbo KWK '99 1999]



Kuva 19. Brayton-prosessi T,S-koordinaatistossa.

Kuvassa 19 on esitetty kaasuturbiiniprosessi eli Brayton-prosessi T,S-koordinaatistossa. Piste 1 kuvaa kompressorin imemän ilman lämpötilaa, mikä vastaa yleensä ulkoilman olosuhteita. Piste 2 kuvaa kiertoprosessissa kompressorin jälkeistä tilannetta, jossa kompressorin on nostanut ilman painetta ja samalla lämpötila on kohonnut. Tämän jälkeen seuraa polttokammiossa tapahtuva lämmöntuonti vakioaineessa. Lämmöntuonnin aikana lämpötila ja entropia kasvavat. Lämpötila kohoaa pisteeseen 3 asti, jonka

jälkeen sekä paine että lämpötila alenevat kaasuturbiinissa savukaasujen lämpöenergian muuntuessa mekaaniseksi työksi. Häviöiden johdosta entropia kasvaa. Seuraavaksi tapahtuu lämmönpoisto, mikä toteutetaan yleensä johtamalla savukaasut ulkoilmaan. Pisteet 2' ja 4' esittävät ideaalista kaasuturbiiniprosessia, jossa kompressorin ja kaasuturbiinin toimivat isentrooppisesti. Tällöin kaikki kompressorin työ menisi paineen kohottamiseen ja kaasuturbiini saisi kaiken savukaasujen energian muunnettua mekaaniseksi työksi. Näin sekä kompressorin jälkeisen ilman lämpötila että turbiinin jälkeisen savukaasujen lämpötila jäisi todellisen tilanteen alapuolelle. [Goswami D. & Kreith F. 2007]

4.2.2 Hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä

Kaasuturbiinin hyötysuhde saadaan määriteltyä prosessiin syötetyn lämpöenergian, kompressorin ottaman tehon ja turbiinin luovuttaman tehon perusteella seuraavanlaisesti:

$$\eta_{kt} = \frac{W_t - W_k}{Q_l} \quad (5)$$

jossa η_{kt} on kaasuturbiinin hyötysuhde, W_k kompressorin työ, W_t turbiinin työ ja Q_l tuotu lämpöenergia. [Faulkner L.L. 1999]

Kaavasta (5) nähdään, että mitä suurempi työ saadaan turbiinilta ja mitä pienemmän työn kompressorin tarvitsee, sitä parempi on hyötysuhde. Kompressorin työ voidaan määrittää kaavan (6) mukaisesti:

$$W_k = \frac{c_p T_1 (r_p^a - 1)}{\eta_k} \quad (6)$$

jossa c_p on ilman ominaislämpökapasiteetti, T_1 kompressorin sisäänottoilman lämpötila, η_k kompressorin hyötysuhde, r_p kompressorin painesuhde ja $a=(\gamma-1/\gamma)$, jossa γ on ilman isentrooppivakio. [Faulkner L.L. 1999]

Turbiinin tekemä työ voidaan myös määrittää ilman ominaisuuksien, turbiinille tulevan savukaasun lämpötilan ja turbiinin painesuhteen avulla kaavan (7) mukaisesti:

$$W_t = \frac{c_p T_3 \eta_t (r_p^a - 1)}{r_p^a} \quad (7)$$

jossa T_3 on turbiinille tulevan kaasun lämpötila ja η_t turbiinin hyötysuhde. [Faulkner L.L. 1999]

Kaasuturbiinin ottama lämpöteho saadaan laskettua ominaislämpökapasiteetin c_p sekä lämpötilojen T_3 ja T_2 avulla:

$$Q_l = c_p(T_3 - T_2) \quad (8)$$

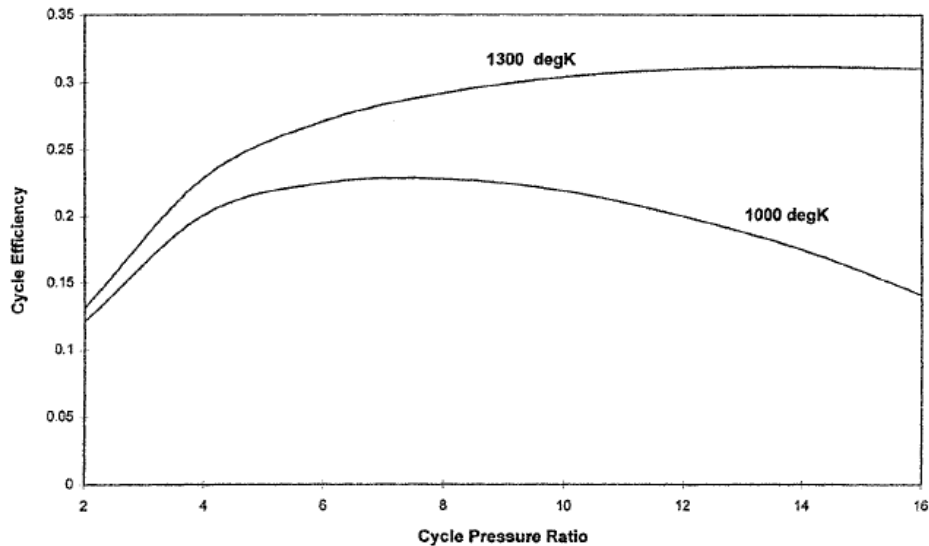
jossa Q_l on tuotu lämpöenergia ja T_2 kompressorilta lähtevän paineistetun ilman lämpötila.

Kaavoista nähdään, että hyötysuhteeseen voidaan vaikuttaa parantamalla yksittäisten komponenttien hyötysuhdetta, muuntelemalla painesuhdetta, turbiinin kaasun sisääntulolämpötilaa ja kompressorin ilman sisääntulolämpötilaa. Ominaislämpökapasiteetilla ja isentrooppivakiolla on myös vaikutusta hyötysuhteeseen, mutta ne ovat usein ennalta määriteltyjä.

Ideaalista Brayton-prosessia tarkasteltaessa painesuhteen kohottaminen parantaa aina myös hyötysuhdetta. Todellisessa prosessissa optimaalinen painesuhde riippuu kuitenkin turbiinin kaasun sisääntulolämpötilasta. Tätä on havainnollistettu kuvassa 20 käyttämällä tässä luvussa mainittuja kaavoja. Mitä korkeampi on turbiinin kaasun sisääntulolämpötila, sitä korkeampi on myös optimaalinen painesuhde. Se voidaan optimoida joko mahdollisemman suurelle hyöty- tai teho/paino-suhteelle. Parhaalle hyötysuhteelle optimoitaessa on painesuhde hieman korkeampi kuin teho/paino-suhteelle optimoitaessa. Jos kaasuturbiini on kuitenkin varustettu pakokaasujen ja kompressorin jälkeisen paineistetun kaasun lämmönsiirtimellä, on optimaalinen painesuhde korkeampi teho/paino-suhdetta optimoitaessa. Teollisuuden kaasuturbiinit ovatkin yleensä optimoitu teho/paino-suhteen mukaan pienempien rakennuskustannusten takia. [Goswami D. & Kreith F. 2007]

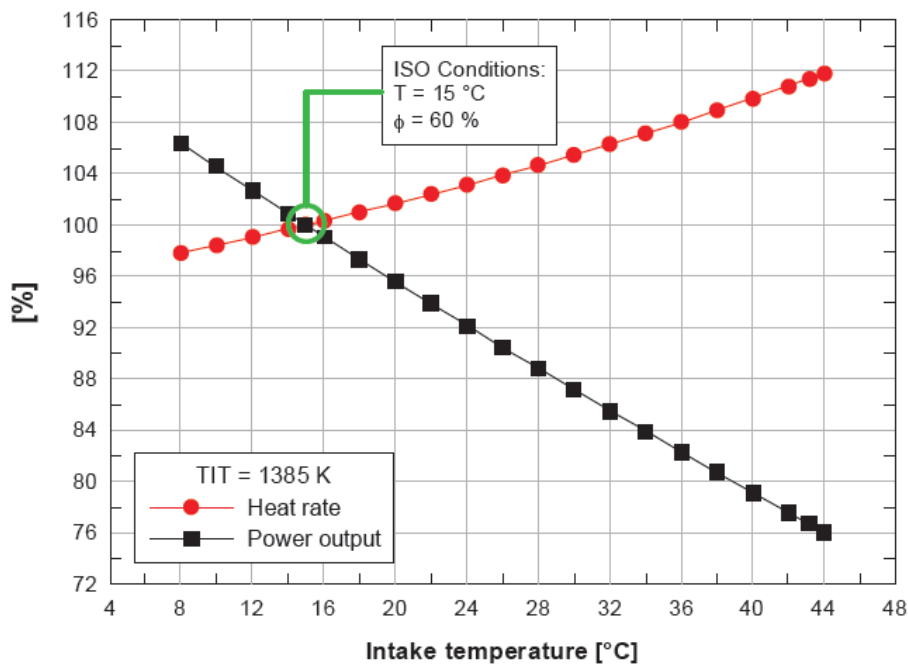
Kaasuturbiinin hyötysuhdetta parannetaan myös käyttämällä lämmönsiirrintä, jonka avulla siirretään turbiinin pakokaasujen energia kompressorin jälkeiseen paineistettuun ilma-kaasu seokseen. Jos kaasuturbiinin painesuhde on korkea ja prosessiin tuotu lämpömäärä pieni, voi lämmönsiirrin olla täysin hyödytön turbiinin jälkeisten pakokaasujen lämpötilan ollessa lähellä tai alapuolella kompressorin jälkeisen kaasun lämpötilaa. Suurin osa teollisuudessa toimivista kaasuturbiineista toimivat ilman kyseistä lämmönsiirrintä. Merkittävänä syynä tähän on pakokaasujen energiasisällön putoaminen, mikä heikentää esimerkiksi höyryn- tai lämmöntuotannon tehoa. Myös suuremmat investointikustannukset ovat esteenä lämmönsiirtimen käytölle. [Goswami D. & Kreith F. 2007]

Yksi suurimmista kaasuturbiinin hyötysuhdetta rajoittavista tekijöistä nykypäivänä on turbiinin sisääntulokaasun lämpötila, jota rajoittaa turbiinin siipien materiaalien lämpökestävyys. Kuvassa 20 on kuvattu tässä luvussa käytettyjen kaavojen avulla turbiinin kaasun sisääntulolämpötilan vaikutusta hyötysuhteeseen. Tätä lämpötilaa kohottamalla on saavutettavissa merkittäviä parannuksia. Onkin kehitelty korkeita lämpötiloja kestäviä materiaaleja ja pinnoitteita. Myös turbiinin siipiä jäähdyttämällä voidaan sallia korkeampia turbiinin kaasun sisääntulolämpötiloja ilman, että siipien materiaalin lämmönkestävyys ylittyy. [Goswami D. & Kreith F. 2007]



Kuva 20. Painesuhteen ja turbiinin sisääntulolämpötilan vaikutus hyötysuhteeseen. [Faulkner L.L. 1999]

Kompressorin kaasun sisääntulolämpötilalla on myös selvä vaikutus kaasuturbiinilta saatavaan tehoon ja hyötysuhteeseen. Kuvasta 21 nähdään kuinka kaasuturbiinilta saatava teho kasvaa ja tuodun lämmön ja tuotetun sähkön suhde laskee kompressorin kaasun sisääntulolämpötilan laskiessa. Erityisesti lämpimillä alueilla, joilla sähkönkysyntä on suurimmillaan kuumina päivinä, voi imuilman jäähdyttäminen olla taloudellisesti järkevää. Tutkittuja ja yleisimpiä imuilman jäähdytyksen menetelmiä ovat veden höyrystymisenergian hyödyntäminen ja jäähdyttäminen kompressorikylmäkoneella tai absorptiokylmäkoneella. [Santos A.P. & Andrade C.R. 2012]



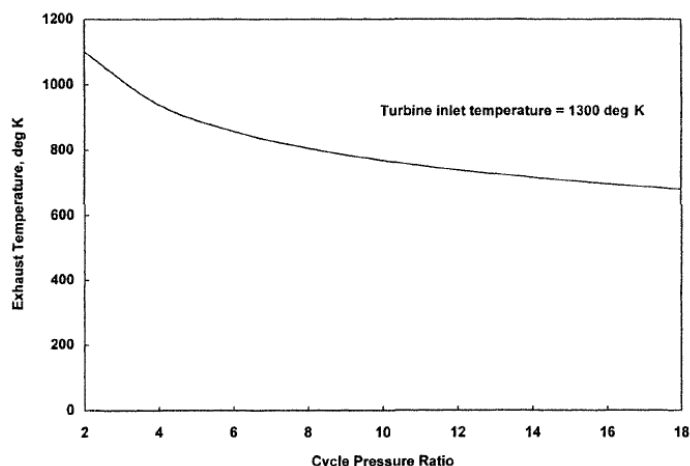
Kuva 21. Kompressorin imuilman lämpötilan vaikutus kaasuturbiinin tehoon verrattuna ISO-olosuhteisiin. [Santos A.P. & Andrade C.R. 2012]

4.2.3 Pakokaasujen lämpöenergian hyödyntäminen

Pakokaasujen lämpöenergia voidaan käyttää hyödyksi suoraan esimerkiksi prosessissa tai lämmöntalteenottokattilassa joko höyryn tai lämpimän veden tuottamiseen [Borbely A.M. & Kreider J.F. 2001]. Pääsääntöisesti korkeammat kaasuturbiinin pakokaasun lämpötilat ovat edullisempia höyryn ja lämpimän veden tuottamisessa kuin matalat. Suuremmilla lämpötilaeroilla saman lämpötilainen ja määräinen vesi voidaan tuottaa pienemmällä lämmöntalteenottokattilalla. Myös lämpöhyötysuhteen kannalta suurempi pakokaasujen sisääntulolämpötila on parempi, koska tällöin prosentuaalisesti siitä saadaan suurempi osa hyödyksi.

Pakokaasukanavaan sijoitettavan lämmönvaihtimen tehokkuutta parannettaessa kasvavat monesti myös sen aiheuttamat painehäviöt. Sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksissa onkin tärkeää ottaa huomioon myös pakokaasukanavan painehäviöt, koska niillä on suora vaikutus saatavissa olevaan sähkötehoon. Esimerkiksi Turbomach suosittelee kaasuturbiineissaan maksimissaan 49 mbar:n painehäviöitä. GE on taas määritellyt esitteessään, että 10 mbar lisäys pakokaasukanavan painehäviöissä aiheuttaa 0,42 %:n tehon pudotuksen, 0,42 %:n lämmöntarpeen kasvun ja 1,1 °C pakokaasujen lämpötilan kohoamisen [Brooks F.J. 2014].

Kaasuturbiinin hyöty- ja painesuhteella on myös vaikutuksensa pakokaasujen lämpötilaan kuten kuvasta 22 nähdään. Korkeampi hyötysuhde tarkoittaa käytännössä sitä, että polttimessa tuotettu lämpöenergia otetaan paremmin talteen ja siten pakokaasujen lämpötila laskee. Sähkön ja lämmön yhteistuotannonlaitoksessa onkin aina tärkeää tarkastella vaikutuksia koko prosessiin eikä vain yhteen osaan prosessia. Esimerkiksi regeneraattorilla saadaan kaasuturbiinin hyötysuhdetta parannettua, mutta se laskee taas pakokaasujen lämpöenergiaa niin paljon, että erityisesti sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksessa tämä ei välttämättä ole taloudellista.



Kuva 22. Kaasuturbiiniprosessin painesuhteen vaikutus savukaasujen lämpötilaan. Vaaka-akselilla painesuhde ja pystyakselilla pakokaasujen lämpötila [K] . [Faulkner L. L. 1999]

5 JÄÄHDYTYSTORNIT

Jäähdytystorneja voidaan käyttää nesteen jäähdyttämiseen tai sen lauhduttamiseen. Tässä diplomityössä on kuitenkin tarpeen tarkastella vain nesteen jäähdyttämiseen tarkoitettuja jäähdytystorneja, koska absorptiokylmäkoneiden ja kaasumoottoreiden jäähdytyspiirissä kulkee vain nestettä.

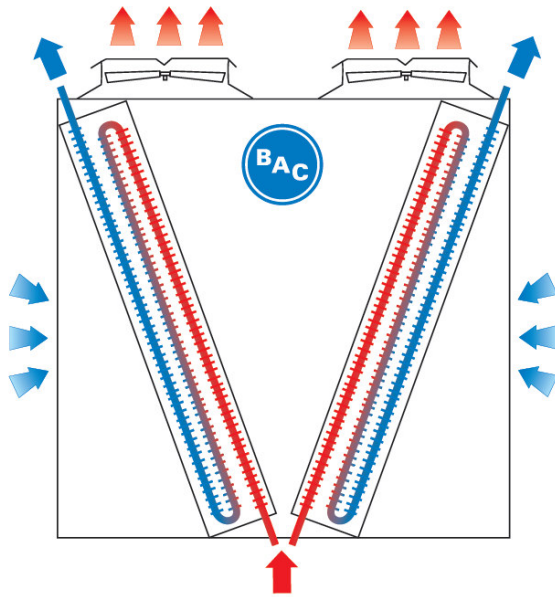
Kaikille jäähdytystornityypeille on yhteistä niiden tehon määrittäminen, mikä tehdään massavirran sekä sisään ja ulos virtaavan nesteen ominaisuuksien perusteella seuraavan kaavan mukaan:

$$P_j = \dot{m}_n c_{pn} (T_{n1} - T_{n2}) \quad (9)$$

jossa P_j on jäähdytysteho, \dot{m}_n nesteen massavirta, c_{pn} nesteen ominaislämpökapasiteetti, T_{n1} nesteen lämpötila ennen jäähdytintä ja T_{n2} lämpötila jäähdyttimen jälkeen.

5.1 Kuiva jäähdytystorni

Kuivassa jäähdytystornissa ilma virtaa lämmönvaihtimen läpi jäähdyttäen lämmönvaihtimen sisällä kulkevaa nestevirtausta. Kuvassa 23 on esitettyä V-muotoinen jäähdytystorni, jossa puhallin imee viileää ilmaa sivuilta ja puhalttaa lämmönvaihtimen läpi virranneen ja lämminneen ilman ylös. Jäähdytettävänä nesteenä kuivassa jäähdytystornissa toimii usein joko vesi tai vesi-glykoliseos. Vettä voidaan käyttää vain systeemeissä, joissa ei päädytä 0 °C:n alapuolelle jäätymisvaaran takia. Vesi-glykoliseosta käytettäessä on kuitenkin otettava huomioon, että sillä päädytään noin 10 % heikompaan lämmönsiirtoon verrattuna puhtaaseen veteen. Jos jäähdytettävän laitteen kannalta on tärkeää käyttää vettä, esimerkiksi juuri paremman lämmönsiirron takia, voidaan vesi-glykoliseospiirin ja vesipiirin väliin asentaa lämmönsiirrin. Tämä lisää tietysti systeemin monimutkaisuutta ja vähentää jäähdytyksen tehokkuutta. [Reisner K. 2013]



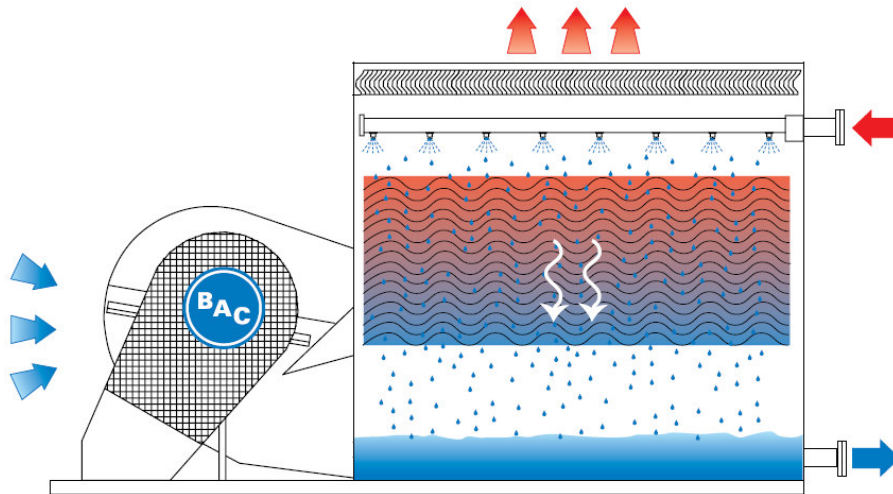
Kuva 23. Kuivan jäähdytystornin periaatekuva. [Baltimore Aircoil Company 2014a]

Jäähdytystornin oma sähkönkulutus koostuu tuulettimista ja jäähdytyspiirin pumppuista. Jäähdytyspiirin pumppujen teho riippuu tarvittavasta massavirrasta ja piirissä syntyvistä painehäviöistä. Tuulettimien sähkön kulutus kuivassa jäähdytystornissa riippuu voimakkaasti tarvittavasta jäähdytystehosta ja sen suunnittelupisteestä eli missä olosuhteissa sen pitäisi vielä tuottaa tarvittava jäähdytysteho. Näin onkin tarvittavan jäähdytystehon vaihtelun, ilman lämpötilan vaihtelun ja melun torjunnan kannalta tärkeää, että tuulettimien tehoa voidaan säätää. Tehonsäätö voidaan toteuttaa joko kytkemällä yksittäisiä tuulettimia portaittain pois päältä tai säätelemällä jokaisen tuulettimen tehoa portaattomasti. Portaattoman tehonsäätelyn etuna on se, että kun tuulettimen pyörimisnopeutta vähennetään, putoaa tehontarve tällöin kolmannessa potenssissa. Riippuen jäähdyttimen suunnittelusta voidaan kuivalla jäähdytystornilla taloudellisesti jäähdyttää nestettä 4-5 astetta ilmanlämpötilan yläpuolelle. [Pohlmann W. 2013]

5.2 Märkä jäähdytystorni

Märän jäähdytystornin etuna on se, että sillä pystytään jäähdyttämään nestettä ulkolämpötilaa alemmalla tasolle. Tämä toiminta perustuu veden haihtumiseen. Veden haihtuessa ilmaan se sitoo itseensä energiaa, jonka se ottaa märässä jäähdytystornissa jäähdytettävästä nesteestä. Märät jäähdytystornit luokitellaan kahteen päätyyppiin eli avoimeen piiriin ja suljettuun piiriin. [Pohlmann W. 2013]

Avoimessa piirissä vettä suihkutetaan kennorakenteisen paketin päälle, jota pitkin se valuu alaspäin ja samalla haihtuu. Kuvassa 24 on esitettyä tyypillinen märkä jäähdytystorni. Haihtumista tehostetaan tuulettimella, joka imee tai puhalttaa ilmaa paketin läpi. Alas valunut vesi otetaan talteen paketin alapuolella sijaitsevalla altaalla, josta vesi pumpataan takaisin kierto. [Pohlmann W. 2013]



Kuva 24. Märkä jäähdytystorni avoimella piirillä. [Baltimore Aircoil Company 2014b]

Suljetun piirin toimintaperiaate on sama kuin avoimessa piirissä, mutta nyt haihtuva vesi muodostaa oman piirinsä ja jäähdytettävä neste kulkee lämmönvaihtimen läpi. Oman piirinsä muodostava haihdutettava vesi suihkutetaan lämmönvaihtimen päälle, jossa se haihtuu ja sitoo energiaa jäähdytettävästä nesteestä. Haihtumatta jäänyt vesi kerätään alapuolella sijaitsevaan altaaseen ja pumpataan taas takaisin lämmönvaihtimen päälle. [Pohlmann W. 2013]

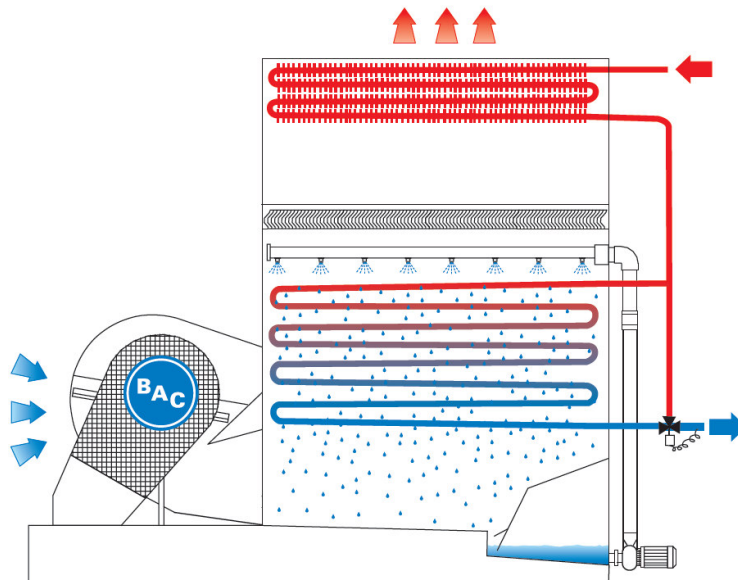
Sekä suljetussa että avoimessa piirissä vettä keräävän altaan pinnan tasoa on säädeltävä niin, että kiertovesipumppu ei pääse missään tilanteessa imemään ilmaa. Tämän takia voi esimerkiksi katolle asennettaessa vesialtaan paino koitua ongelmaksi. Ratkaisuksi tähän voidaan allas asentaa maantasolle ja pumpata vesi sieltä jälleen kiertoön. Jos jäähdytystornia käytetään kylmissä olosuhteissa, voi myös altaan lämmitys olla tarpeen jäänestön vuoksi. [Pohlmann W. 2013]

Myös veden sisältämien mineraalien väkevoityminen on ongelmana molemmissa piireissä. Kun vettä haihtuu, niin jäljelle jäävä vesi väkevoityy. Tämä saa aikaan pintojen nopeamman kalkkeutumisen ja likaantumisen, mitkä heikentävät lämmönsiirtoa. Kalkkeutumista ja likaantumista voidaan vähentää muun muassa pehmentämällä vettä ja myös muilla vedenkäsittelyprosesseilla sekä suodattimilla. Veteen voidaan lisätä myös erilaisia suoja-aineita esimerkiksi korroosiota vastaan. Lisäksi väkevoitymistä vältetään imemällä osa vedestä pois altaan pohjalta ja korvaamalla se uudella, käsitellyllä vedellä. On myös hyvä huomata, että verrattuna avoimeen piiriin, kiertää suljetun piirin jäähdytystornissa huomattavasti pienempi käsitellyn veden määrä. [Pohlmann W. 2013]

Suurimpana haittana märässä jäähdytystornissa verrattuna kuivaan jäähdytystorniin on sen vedenkulutus. Erilaisista tekijöistä riippuen asettuu vedenkulutus yleensä n. 2,5-4,5 l/kWh alueelle. Vettä kuluu haihtumiseen 1,5 l/kWh, ilman mukana ympäristöön 0,25 l/kWh ja väkevoityneen veden korvaamiseen 0,85-2,6 l/kWh. Veden kulutuksen lisäksi muita juoksevia kustannuksia aiheuttavat puhallin ja jäähdytysveden sekä haihdutettavan veden kiertovesipumput. [Pohlmann W. 2013]

5.3 Hybridijäähdytystorni

Hybridijäähdytystorni käyttää hyväkseen kuivan ja märän jäähdytystornin hyviä puolia. Kuivaa jäähdytystä käytetään siihen asti, kunnes ilman lämpötila on niin korkea, että haluttua jäähdytettävän nesteen lämpötilaa ei enää voida saavuttaa. Tämän lämpötilan alapuolella vältetään märän jäähdyttämisen aiheuttamilta vesikustannuksilta. Riippuen suunnittelusta käytetään kuivaa jäähdytystä yleensä 2-18 celsiusasteeseen asti. Kun ilman lämpötila nousee niin korkealle, että kuivalla jäähdytyksellä ei saavuteta enää haluttua lämpötilaa, käynnistyy märkä jäähdytys ja vettä suihkutetaan lämmönvaihtimen päälle. Tällöin lämmönsiirto on 3-4 kertaa tehokkaampaa kuin pelkällä kuivalla jäähdyttämisellä. Näin pystytään saavuttamaan märkälämpötilaa 4-5 astetta korkeampia lämpötiloja. Esimerkiksi ilman lämpötilan ollessa 35 °C ja kosteuden 35 % asettuu märkälämpötila 22,6 °C:seen ja näin saavutetaan taloudellisesti n. 27-28 °C lämpötiloja jäähdytettävälle nesteelle. Tehokkaamman jäähdytyksen ansiosta kuiviin jäähdytystorneihin verrattuna hybridijäähdytystornit tarvitsevatkin selvästi vähemmän tilaa. Kuvassa 25 on esitettynä tyypillinen hybridijäähdytystorni. [Pohlmann W. 2013]

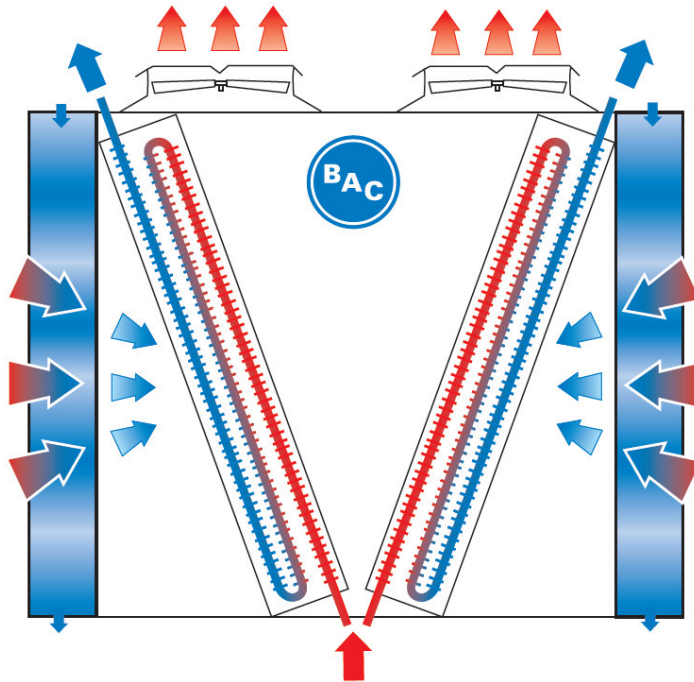


Kuva 25. Hybridijäähdytystorni radiaalipuhaltimella. [Baltimore Aircoil Company 2014c]

Hybridijäähdytystornin vedenkulutus koostuu veden haihtumisesta ja ohentamisesta. Suihkutushäviöitä ei juurikaan synny sen hyvän suuntauksen takia. Suurimman tehon aikana haihtumisen kautta häviävä vesimäärä on noin 1,6-2,0 l/h jokaista asennettua kilowattia kohden. Vedenkäsittelyn kannalta on hybridijäähdytystornilla samat vaatimukset kuin märällä jäähdytystornilla. Sähköenergiaa kuluu myös samoihin kohteisiin eli jäähdytysveden ja haihdutettavan veden kiertopumppuihin sekä puhaltimen pyörittämiseen. Märkään jäähdytystorniin verrattuna suurin etu tulee kuivan jäähdytyksen aikana syntyvästä veden kulutuksen säästöstä. [Pohlmann W. 2013]

5.4 Adiabaattinen jäähdytystorni

Adiabaattisessa jäähdytystornissa ilma esijäähdytetään haihduuttamalla siihen vettä. Veden haihtuessa ja sitoutuessa ilmaan sen kosteus nousee ja lämpötila laskee. Tämän jälkeen puhaltimien avulla ilma imetään jäähdyttävien lämmönvaihtimien läpi. Ilman adiabaattisen jäähdytyksen ansiosta päästään ympäristön lämpötilaa alempiin lämpötiloihin. [E.W. GOHL GmbH 2013]



Kuva 26. V-muotoinen adiabaattinen jäähdytystorni toteutettuna kosteusrungolla. [Baltimore Aircoil Company 2014b]

Esimerkiksi Cabero on toteuttanut adiabaattisen jäähdytyksen suihkuttamalla vettä lämmönvaihtimen eteen, josta se puhaltimien avulla imetään lämmönvaihtimen läpi [CABERO 2013]. Näin vettä kulkeutuu myös pienissä määrin lämmönvaihtimille, joten veden esikäsitteily on useimmissa tapauksissa tarpeen [CABERO 2013]. Toisaalta BAC on päättänyt käyttämään TrilliumSerie-malleissaan adiabaattista kosteusrunkoa kuten kuvassa 26, minkä ansiosta vesi ei pääse kosketuksiin lämmönvaihtimen kanssa ja vedenkäsitteily ei ole näin välttämätöntä [Baltimore Aircoil Company 2014d]. Toinen etu adiabaattisessa jäähdyttimessä verrattuna hybridijäähdytimeen on sen kyky toimia pidempään kuivana jäähdyttimenä. Esimerkiksi E. W. Gohl-jäähdytinvalmistajan mukaan heidän malliansa Topazia voidaan käyttää aina noin 23 °C:seen saakka [E.W. GOHL GmbH 2013].

5.5 Jäähdytystornien vertailu

Tässä luvussa on vertailtu adiabaattista, märkää ja hybridijäähdytystornia keskenään taulukossa 3. Kuiva jäähdytystorni on jätetty pois vertailusta, koska se ei käytännössä

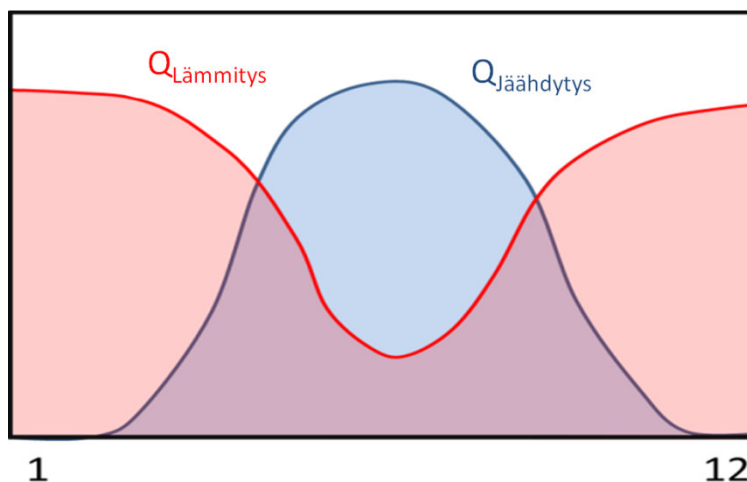
sovi ollenkaan absorptiokylmäkoneen jäähdyttämiseen. Kuumina kesäpäivinä lämpötilan ollessa esimerkiksi 35 astetta saavutettaisiin kuivalla jäähdytystornilla noin 39-40 asteen lämpötiloja. Tämä aiheuttaisi absorptiokylmäkoneen kylmätehon rajun alenemisen jäähdytyksen tarpeen ollessa suurimmillaan ja lämpötilan kohotessa vielä korkeammalle voitaisiin absorptiokylmäkone joutua kokonaan sammuttamaan.

Taulukko 3. Jäähdytystornien vertailu.

Märkä jäähdytystorni	Hybridijäähdytystorni	Adiabaattinen jäähdytystorni
Suuri vedenkulutus	Suuri vedenkulutus	Pienin vedenkulutus
Vaatimuksia veden laatuun	Vaatimuksia veden laatuun	Pienet tai olemattomat vaatimukset veden laatuun
Höyryn muodostumista	Ei höyryn muodostumista	Ei höyryn muodostumista
Paljon kokemuksia teollisuudessa	Paljon kokemuksia teollisuudessa	Vähän kokemuksia teollisuudessa
Huonot vapaajäähdytyksen ominaisuudet	Siirtyminen kuivasta märkään jäähdytykseen 14-20 °C	Siirtyminen kuivasta märkään jäähdytykseen 23-25 °C
Aerosolit mahdollisia	Ei aerosoleja	Ei aerosoleja
Matalat investointikustannukset	Korkeammat investointikustannukset	Korkeammat investointikustannukset
Pieni ero märkälämpötilan (t_{ML}) ja savutettavan nesteen lämpötilan välillä ($t_{ML} + 4..5$ K)	Pieni ero märkälämpötilan (t_{ML}) ja savutettavan nesteen lämpötilan välillä ($t_{ML} + 4..5$ K)	Hieman suurempi ero märkälämpötilan (t_{ML}) ja savutettavan nesteen lämpötilan välillä ($t_{ML} + 5..8$ K)
Pienin tilantarve	Pieni tilantarve	Suurempi tilantarve
Ei korroosiota	Ei korroosiota	Pieni korroosion vaara tietyissä sovelluksissa
Vaatii kohtalaisesti huoltotoimenpiteitä	Vaatii paljon huoltotoimenpiteitä	Vaatii hyvin vähän huoltotoimenpiteitä
Matalammat melupäästöt	Korkeammat melupäästöt	Korkeammat melupäästöt

6 ABSORPTIOKYLMAKONEEN KYTKEMINEN CHP-LAITOKSEEN

CHP-laitokselle on tyypillistä, että kesäaikaan lämmöntarpeen ollessa pientä tai sen puuttuessa kokonaan, joudutaan laitoksen tehoa pienentämään pois taloudelliselta alueelta tai jopa sulkemaan. Jos CHP-laitoksen tuottama lämpö pystyttäisiin käyttämään hyödyksi myös kesäisin, pidentäisi se laitoksen huipunkäyttöaikaa ja parantaisi kannattavuutta. Kuvassa 27 on esitettyä tyypillinen lämmitys- ja jäähdytystarve vuoden eri aikoina. Siitä nähdään, että lämmitystarpeen pudotessa kesällä jäähdytyksen tarve kasvaa. Näin CHP-laitoksen tuottama lämpö voidaan käyttää hyödyksi absorptiokylmäkoneessa, jolloin laitosta voidaan pitää käynnissä myös kesäaikaan.



Kuva 27. Lämmitys- ja jäähdytystarve suhteessa vuoden eri aikoina. [Scholl D. 2014, suomentanut Samu Tenhunen]

Kuten luvusta 3 käy ilmi, voidaan absorptiokylmäkonetta käyttää savukaasuilla, kuumalla vedellä, höyryllä tai suoraan polttimella. Kaasumoottorin tai kaasuturbiinin kanssa ovat kytkennät savukaasuilla, kuumalla vedellä ja höyryillä olennaisia. Kaasumoottorin tapauksessa on myös yksi-/kaksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettyinä savukaasujen ja kuuman veden välityksellä kiinnostava ratkaisu.

Toisaalta kaasumoottorin ja absorptiokylmäkoneen kytkeminen toisiinsa höyryn välityksellä on katsottu tarpeettomaksi työn kannalta, koska kaasumoottorin kanssa kytketty höyryntuotanto tulee hyvin harvoin vastaan. Jos sitä ei taas ole jo valmiina, kasvavat laitoksen monimutkaisuus ja hinta. Lisäksi vaippaveden lämpötilataso on pääsääntöisesti liian matala höyryntuotannolle, joten ilman kesäistä lämmön tai prosessienergian tarvetta menisi se hukkaan.

Kaasumoottorin, kaasuturbiinin ja absorptiokylmäkoneen lisäksi suurta osaa kytkennöissä esittää jäähdytystorni. Jäähdytystornin pitää johtaa absorptiokylmäkoneesta kaikki siihen tuotu lämpöenergia ympäristöön. Tämä lämpöenergia koostuu höyrystimen jäähdytysverkosta ottamasta lämmöstä eli kylmätehosta (P_k) ja korkean lämpötilan keittimelle tuodusta lämmöstä eli lämpötehosta (P_l).

$$P_j = P_k + P_l \quad (10)$$

Jos tiedossa on jo tarvittava kylmäteho ja laitteen lämpösuhde, saadaan tarvittava lämpöteho laskettua kaavasta (4) ratkaisemalla se lämpötehon suhteen. Pumpun pieni tehontarve jätetään huomioonottamatta.

$$P_l = \frac{P_k}{COP_{AKK}} \quad (11)$$

Kun kaava (11) lisätään kaavaan (10) ja otetaan kylmäteho yhteiseksi tekijäksi, saadaan jäähdytystehoksi seuraava yhtälö:

$$P_j = P_k \left(1 + \frac{1}{COP_{AKK}} \right) \quad (12)$$

jossa P_k on absorptiokylmäkoneen kylmäteho ja COP_{AKK} absorptiokylmäkoneen lämpösuhde.

Kaavasta 13 nähdään, että mitä suurempi on absorptiokylmäkoneen lämpösuhde, sitä pienempi jäähdytysteho tarvitaan. Jos tyypillisenä yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen lämpösuhteen arvona pidetään 0,7:ää, tarkoittaa se, että jäähdytystehon tulee olla noin 2,4 kertaa kylmäteho. Kaksivaiheisella absorptiokylmäkoneella lämpösuhteen ollessa 1,3 vastaa se kerrointa 1,8 kylmätehon ja jäähdytystehon välillä. Näin arvioituna tämä tarkoittaa, että yksivaiheinen absorptiokylmäkone tarvitsee lähes 40 % suuremman jäähdytystehon.

6.1 Kaasumoottorilaitokset

Tässä luvussa tarkastellaan kytkentöjä kaasumoottorin ja absorptiokylmäkoneen välillä. Hyötysuhdelaskuissa käytetään hyväksi Midiplan GmbH:n ja Ritter Sport yritysten yhteistä projektia, missä korvataan vanha suklaatehtaalla käytössä ollut kaasumoottorilaitos uudella suuremmalla kaasumoottorilaitoksella. Tämän laitoksen yhteyteen tullaan kytkemään myös absorptiokylmäkone. Ritter Sportin Waldenbuchin suklaatehtaalla on lämmöntarvetta myös läpi kesän, koska suklaan on pysyttävä juoksevana tuotannon mahdollistamiseksi. Tämä lämmöntarve tullaan kattamaan kaasumoottorin vaipasta saatavalla lämpöenergialla ja näin absorptiokylmäkoneen käyttöön jää korkealämpötilainen pakokaasujen sisältämä energia. Uuden kaasumoottorin teho tulee olemaan noin 1,5 MW. Tämän työn tekohetkellä ei sen tarkkaa

mallia ole vielä päätetty, mutta yksi vaihtoehto on MWM:n turboahdettu TCG 2020 V16 moottori.

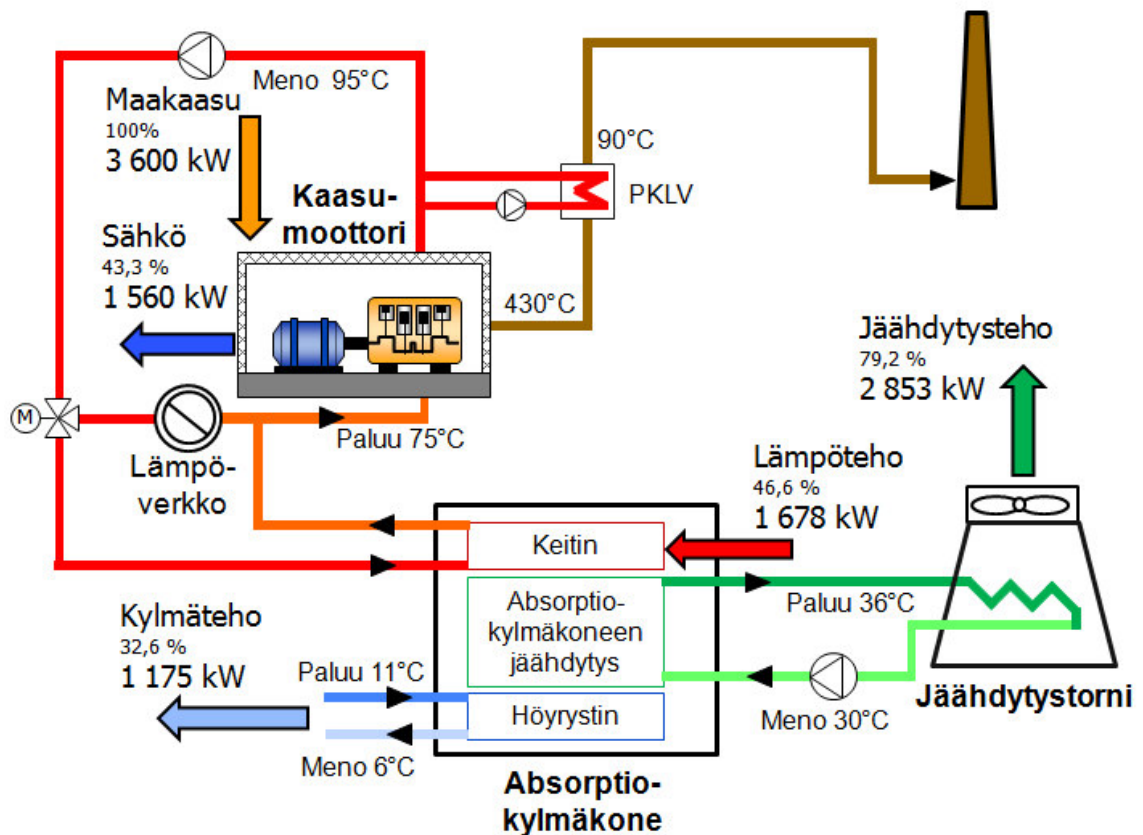
Absorptiokylmäkone tullaan kytkemään kylmäverkkoon kompressorikylmäkoneiden kanssa meno-/paluulämpötiloilla 6/11 °C. Jäähdytysnesteen lämpötiloiksi ollaan valittu meno/paluu 30/36 °C. Matalammat lämpötilat pienentäisivät absorptiokylmäkonetta ja voisivat myös parantaa sen lämpösuhdetta, mutta tällöin jäähdytystornien koko taas kasvaisi selvästi. Projektissa päädytään käyttämään todennäköisesti adiabaattista tai hybridijäähdytystornia johtuen niiden hyvistä vapaajäähdytyksen ominaisuuksista. Näin ympärivuotinen jäähdytyksen tarve pystyttäisiin kattamaan mahdollisemman tehokkaasti ja selvittää vielä mahdollisemman vähällä kemikaalien käytöllä. Lämpöverkon lämpötilat tulevat todennäköisesti olemaan meno/paluu 95/60 °C.

6.1.1 Absorptiokylmäkone kytkettynä kuuman veden välityksellä

Absorptiokylmäkone voidaan kytkeä kuuman veden välityksellä kaasumoottoriin erilaisilla tavoilla tilanteesta riippuen. Jos lämmöntarve kesällä on hyvin pientä tai kokonaan olematon, voidaan kaasumoottorin lämpö käyttää hyödyksi kokonaan yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa. Mikäli jatkuvaa lämmöntarvetta on selkeästi myös kesälläkin, kuten Ritter Sport-projektissa, voidaan absorptiokylmäkone mitoittaa pienemmäksi kustannusten säästämiseksi ja jakaa lämpö lämpöverkon ja absorptiokylmäkoneen kesken. Toisaalta kaasumoottorin hukkalämpövirta jakaantuu lähes tasan puoliksi vaipan ja pakokaasujen lämpöenergian kesken, joten voi olla järkevämpää jakaa vaipan lämpöenergia lämpöverkkoon ja käyttää pakokaasujen korkean lämpötilan energia hyödyksi absorptiokylmäkoneessa. Siirtämällä pakokaasujen lämpöenergia esimerkiksi paineistettuun korkean lämpötilaiseen veteen voidaan se käyttää hyödyksi kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa ja näin saavuttaa parempi kylmäkerroin.

Tämän työn aikana tehdyn selvityksen mukaan yksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettynä kuuman veden välityksellä on kaikista yleisin kytkentä vuoteen 2013 mennessä. Kytkennän etuna on ollut muun muassa sen yksinkertaisuus ja edulliset investointikustannukset. Kuvassa 28 on esitettyä tämän kytkennän periaate ja siihen liittyvät tärkeimmät energiavirrat. Tässä ja luvun muissa vastaavanlaisissa kuvissa on kylmätehon nuoli laitettu osoittamaan absorptiokylmäkoneesta ulospäin kuvastamaan saatavaa hyötyä eikä todellista energiavirtaa, joka menee oikeasti koneeseen päin. Tässä kytkennässä kuuma vesi voidaan johtaa suoraan kaasumoottorilta lämpöverkkoon lähtevästä linjasta absorptiokylmäkoneelle. Vastaavasti absorptiokylmäkoneelta lähtevä jäähtynyt vesi voidaan johtaa suoraan lämpöverkon paluulinjaan. Tämä yhdistelmä on kuitenkin hyvin riippuvainen kaasumoottorin rajoitetusta jäähdytysveden paluulämpötilasta. Käytännössä se määrittääkin absorptiokylmäkoneelta lähtevän veden lämpötilan ja vaikuttaa myös paljon siihen saapuvan veden lämpötilaan. Jos halutaan ottaa myös pakokaasujen lämpöenergia tehokkaasti talteen toisessa pakokaasulämmönvaihtimessa, ei keittimeltä palaavan kuuman veden lämpötila voi olla juurikaan yli 70 °C. Näin sitä pystytään vielä lämmittämään niin, että kaasumoottorille palaavan veden lämpötila ei

nouse liian korkeaksi. Nämä tekijät rajoittavat keittimen lämpötilaa, joten sitä ei voi nostaa absorptiokylmäkoneelle optimaalisemmaksi.

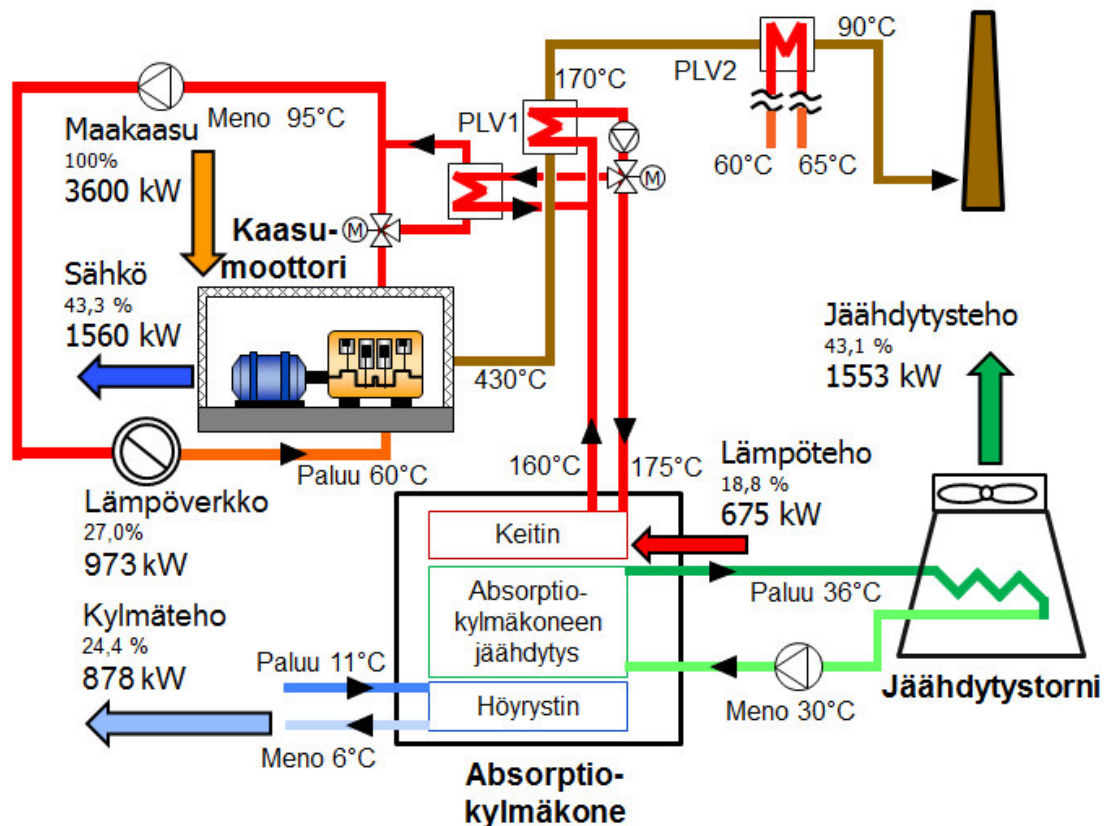


Kuva 28. Periaatekuva kuuman veden välityksellä kytketystä absorptiokylmäkoneesta.

Esimerkiksi Ritter Sportin projektissa matalan lämpöverkon paluulämpötilan ansiosta voidaan käyttää vielä ensimmäisen pakokaasulämmönvaihtimen jälkeen toista lämmönvaihdinta ottamaan matalan lämpötilan pakokaasun energiaa talteen aina 90 °C:seen asti. Kuitenkin kesällä absorptiokylmäkone rajoittaa paluulämpötilan noin 70 °C:seen, mikä heikentää matalan lämpötilan pakokaasujen energian talteenottoa. Näin keittimelle ei saada johdettua täysin samaa määrää energiaa mitä lämpöverkkoon parhaimmillaan.

Kuvassa 29 on esitetty kaasumoottori kytkettynä kaksivaiheiseen absorptio-
kylmäkoneeseen. Toimiakseen se vaatii korkean lämpötilan energialähteen, minkä takia
lämpö tuodaan keittimelle pienessä korkeapaineisessa vesipiirissä. Lämpö siirretään
piiriin pakokaasukanavaan sijoitetun lämmönvaihtimen kautta. Jäähdytyskäytössä vesi
johdetaan tämän jälkeen keittimelle ja lämmityskäytössä lämpöverkon ja
korkeapainevesipiirin väliselle lämmönsiirtimelle. Toimiakseen piiri vaatii vielä muun
muassa korkeassa paineessa toimivan pumpun ja paineenpitolaitteen. Vesipiirin meno-
/paluulämpötiloiksi on valittu 175/160 °C. Jos lämpötilataso olisi selvästi matalampi,
alentaisi se absorptiokylmäkoneen tehokkuutta joko lämpösuhdetta heikentämällä tai
sitten lämmönsiirtotehoa pienentämällä. Jos lämpötilatasoa nostettaisiin entisestään,

johtaisi se kalliimpiin osiin suurentuneesta paineesta johtuen ja pakokaasujen energiasta jäisi myös suurempi osa hyödyntämättä kylmäntuotannossa.



Kuva 29. Kaksivaiheinen absorptiokylmälaitte kytkettynä kaasumoottoriin.

6.1.2 Absorptiokylmälaitte kytkettynä savukaasulla

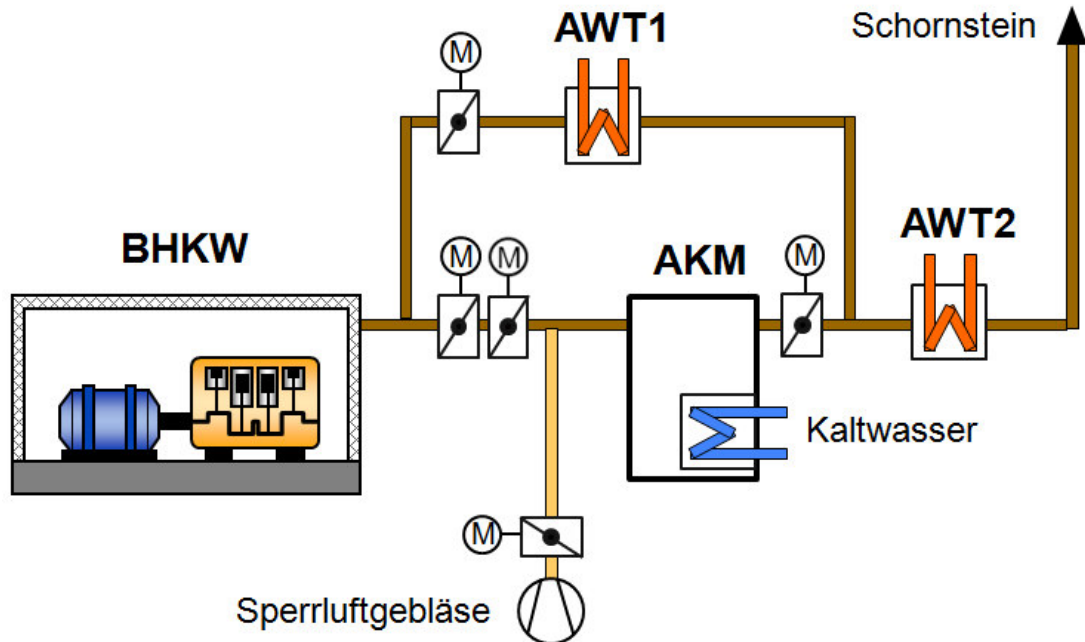
Savukaasujen välityksellä kytketyssä absorptiokylmälaitteessa johdetaan savukaasut suoraan keittimelle. Monimutkaisuutta tähän järjestelmään tuo pakokaasujen ohjaus absorptiokylmälaitteen ja lämpöverkon välillä. Ohjaus on mahdollista toteuttaa kolmitieventtiilillä. Se voidaan sijoittaa heti kaasumoottorin jälkeen, missä pakokaasujen kanava jakaantuu absorptiokylmälaitteen ja pakokaasulämmönvaihtimen välillä tai kohtaan, jossa ne jälleen yhtyvät. Tämän jälkeen pakokaasut virtaavat toisen pakokaasulämmönvaihtimen läpi savupiippuun.

Tämän kytkennän suurin ongelma on pakokaasukanavassa sijaitsevien venttiilien tiiviys. Johtuen suurista lämpötilaeroista vuotavat venttiilit aina pieniä määriä pakokaasua. Kun pakokaasua ajautuu absorptiokylmälaitteen keittimen läpi, se jäähtyy ja siinä oleva vesi alkaa kondensoitua. Kondensoitunut vesi voi aiheuttaa keittimen ruostumista ja näin johtaa jopa keittimen vaihtamiseen. World Energy on ratkaissut tämän ongelman yksinkertaisesti rakentamalla keittimensä ruostumattomasta teräksestä.

Toinen suuri ongelma tässä kytkentätavassa on kiteytymisen mahdollisuus keittimessä. Kun pakokaasua pääsee vuotamaan keittimeen, voi se lämmitä niin paljon, että vesi höyrystyy ja jäljelle jäävä liuos väkevoityy. Jos tätä jatkuu tarpeeksi pitkään, alkaa liuos kiteytyä. Esimerkiksi Thermax on ratkaissut ongelman lisäämällä keittimen

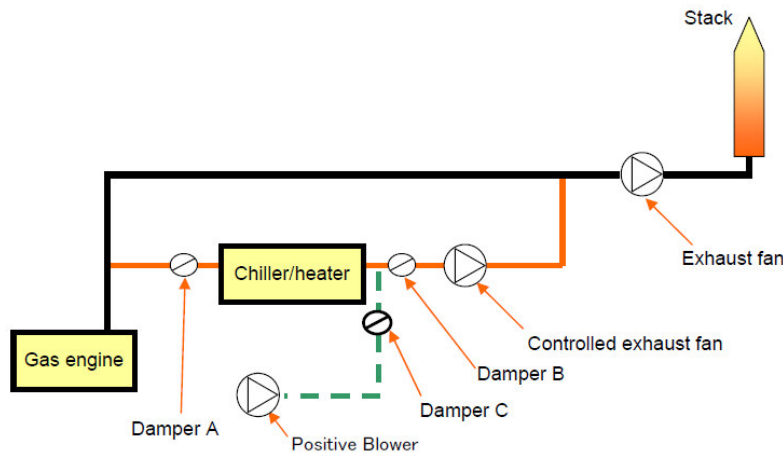
yläpuolelle pienen hätäjähdyttimen. Höyrystyessään vesi ajautuu suoraan hätäjähdyttimelle, jossa se lauhtuu ja valuu takaisin liuokseen. Näin liuoksen väkevyys pysyy tarpeeksi alhaisena. [Schleith M. 2013]

Vaikka Thermaxin ratkaisu poistaakin kiteytymisen ongelman, vettä voi silti kondensoitua keittimen pinnalle. Jos keittimen eteen tai taakse lisätään pieni ylimääräinen puhallin, voidaan silloin välttyä sekä kiteytymiseltä että veden kondensoitumiselta. Puhaltimella puhalletaan ympäristön ilmaa keittimen puolelle niin, että paine pysyy siellä korkeampana kuin pakokaasukanavassa. Näin keitin ei pääse lämpenemään eikä pakokaasua kondensoidu keittimen pintaan. Pieni määrä ympäristön ilmaa ajautuu myös pakokaasukanavaan, mutta sillä ei kuitenkaan ole merkittävää vaikutusta lämmönvaihtimien toimintaan. Kuvassa 30 on tämä kytkentätapa esitetty yksinkertaistettuna kytkentäkaaviona.



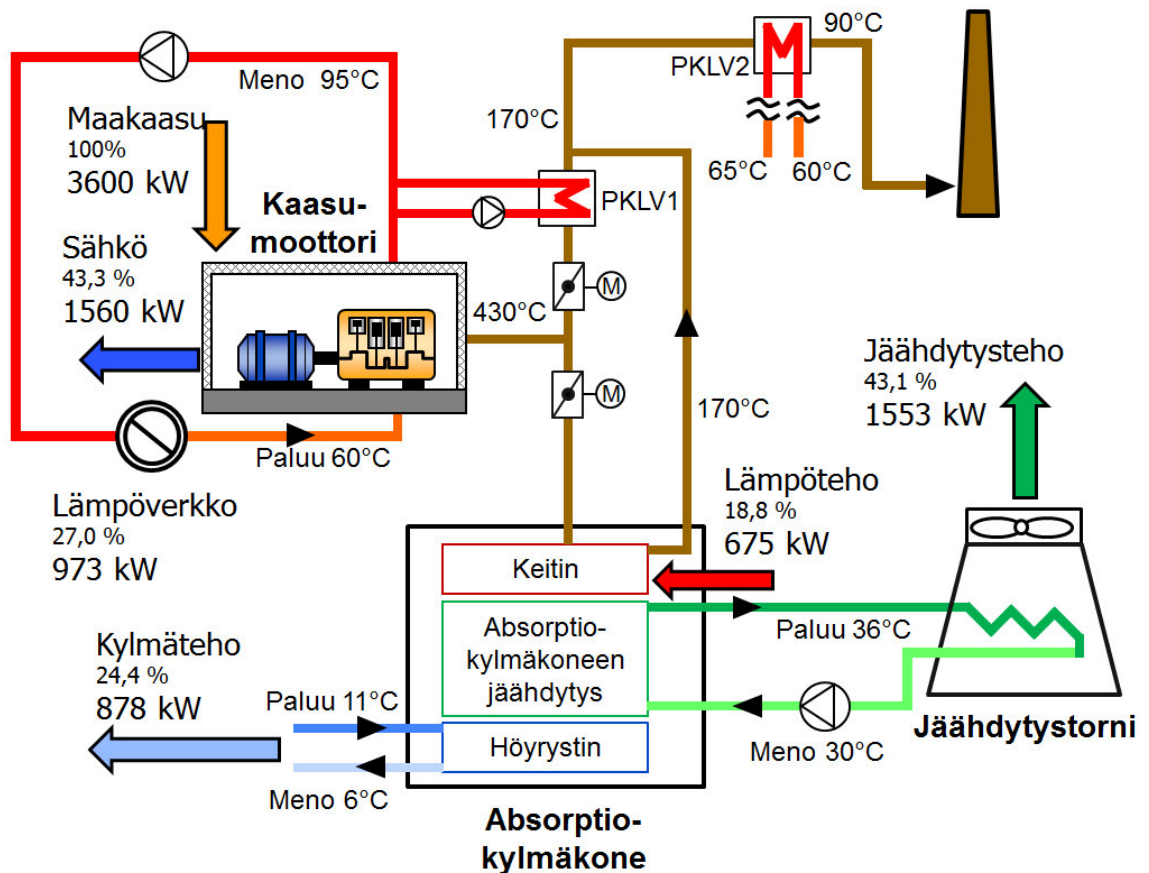
Kuva 30. Pakokaasukäyttöisen absorptiokylmäkoneen kytkentäkaavio. [Scholl D. 2014]

Toinen tapa ohjailla pakokaasuvirtaa on käyttää kytkentätapaa, jossa on kaksi tuuletinta kuten kuvassa 31. Päätuuletinta käytetään kun jäähdytykselle ei ole tarvetta. Jäähdytystarpeen lisääntyessä käynnistetään absorptiokylmäkoneen oma puhallin ja aukaistaan myös sen ympärillä olevat venttiilit. Tämä kytkentätapa tarvitsee myös pienen ylimääräisen puhaltimen, joka absorptiokylmäkoneen ollessa suljettuna puhalttaa ilmaa niin, että pakokaasut eivät pääse keittimeen.



Kuva 31. Pakokaasun massavirran säätely. [Carrier 2013]

Esimerkiksi talven aikana, kun absorptiokylmäkone on pitkän aikaa pois päältä, on järkevää asentaa lisäksi metallilevy pakokaasukanavaan molemmiin puolin absorptiokylmäkonetta. Metallilevy saadaan kiristettyä tiiviiksi, joten vuotoja ei pääse syntymään. Kun kesä lähestyy ja jäähdytyksen tarvetta syntyy, voidaan metallilevyt poistaa ja aloittaa absorptiokylmäkoneen käyttö. Näin vältetään pitkäaikaiselta puhaltimen käytöltä eikä talven aikana varmasti tule ongelmia kondenssiveden tai kiteytymisen kanssa.



Kuva 32. Periaatekuva savukaasun välityksellä kytketystä kaksivaiheisesta absorptiokylmäkoneesta.

Pakokaasujen energia pystytään hyödyntämään n. 140-180 °C:seen asti riippuen valmistajasta ja mitoitusperiaatteista [Liite 1]. Näin absorptiokylmäkoneen jälkeen jää vielä käytettävissä olevaa lämpöä, joka voidaan jakaa lämpöverkkoon tai teollisuusprosesseihin hyötysuhteen kohottamiseksi. Rakentamalla toinen pakokaasulämmönvaihdin ruostumattomasta teräksestä voidaan lämpöenergia ottaa talteen Ritter Sport-projektin tapauksessa 90 °C:seen asti.

Suunnittelussa on otettava myös huomioon absorptiokylmäkoneesta syntyvät painehäviöt. Pakokaasukanavan painehäviöt syntyvät putkistosta, venttiileistä, absorptiokylmäkoneesta, lämmönsiirtimistä ja savupiipusta. Näistä syntyvän kokonaispainehäviön on oltava kaasumoottorivalmistajan asettaman rajan alapuolella. Esimerkiksi GE Jenbacherin moottorissa JMS 420 tämä raja on 60 mbar [GE Jenbacher. 2013]. Jos absorptiokylmäkoneen aiheuttamia painehäviöitä halutaan pienentää, aiheuttaa se keittimen kasvua. Jotta suurelta lämmönsiirtopinnan kasvulta vältyttäisiin, asetetaan painehäviöt yleensä noin 10-20 mbar:n alueelle [Schleith M. 2013].

Kuvan 32 tilanteessa on käytetty esimerkkinä kaksivaiheista absorptiokylmäkonetta, jolloin saavutetaan noin 1,3 kylmäkerroin. Myös yksivaiheista konetta voitaisiin käyttää, mutta tällöin siitä saatavat mahdolliset säästöt investointikustannuksissa voivat jäädä turhan pieniksi, kun huomioidaan huonompi alle 0,8:n kylmäkerroin. Näin korkealämpötilainen pakokaasujen lämpöenergia jää hyödyntämättä. Toinen ongelma yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa voi tulla sen salliman pakokaasun sisääntulolämpötilan kanssa. Esimerkiksi Broad suosittelee 300 °C lämpötilaa. Jos absorptiokylmäkone ei pysty toimimaan niin korkeassa lämpötilassa, mitä kaasumoottori tuottaa, joudutaan tällöin esimerkiksi puhaltamaan ulkoilmaa pakokaasujen sekaan. Tämä on toki mahdollista, mutta lisää kytkennän kustannuksia ja monimutkaisuutta. Näistä syistä ei tässä työssä ole käsitelty tätä kytkentävaihtoehtoa tämän tarkemmin.

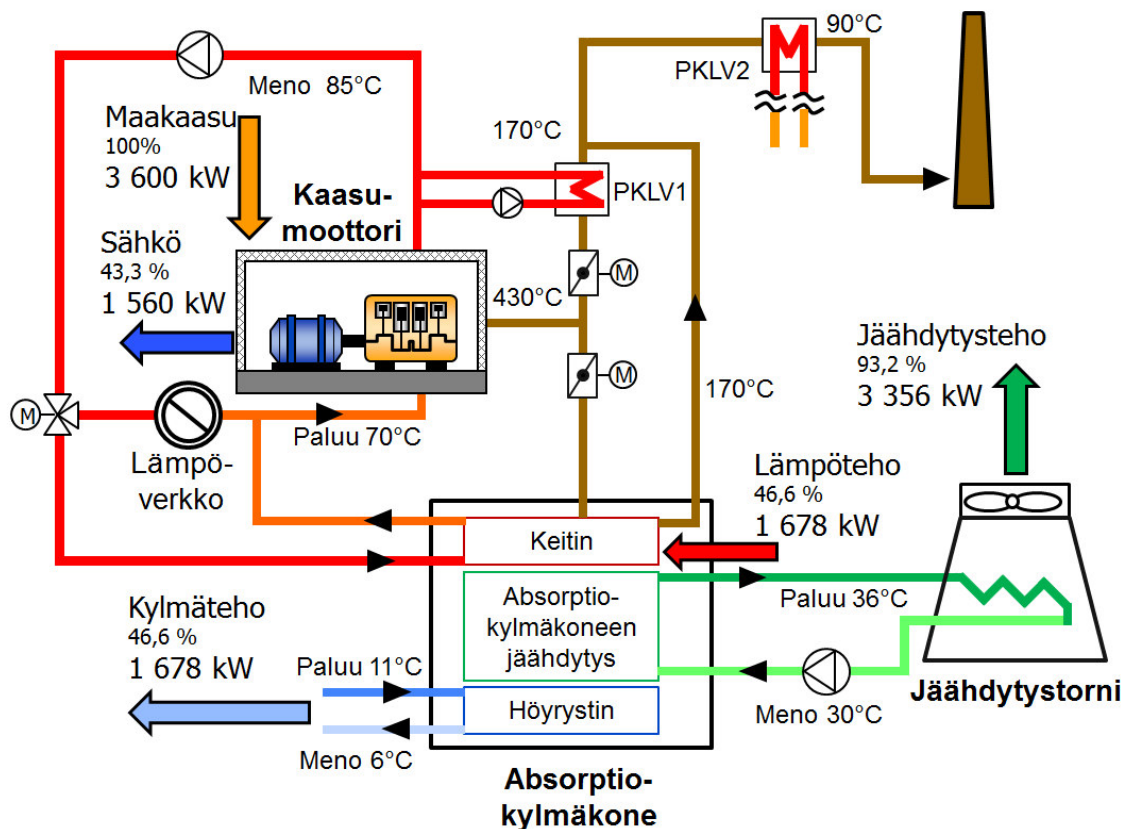
6.1.3 Absorptiokylmäkone kytkettynä sekä savukaasulla että kuumalla vedellä

Kun absorptiokylmäkone kytketään kaasumoottoriin sekä savukaasun että kuuman veden välityksellä, saadaan koko lämpöteho hyödynnettyä kylmäntuotantoon. Kytkennät perustuvat edellä esitettyihin yksivaiheiseen kuuman veden ja kaksivaiheiseen pakokaasujen välityksellä kytkettyyn absorptiokylmäkoneeseen. Pakokaasut virtaavat korkean lämpötilan ja kuuma vesi matalan lämpötilan keittimen läpi. Kyseessä on siis luvussa 3 esitelty yksi-/kaksivaiheinen absorptiokylmäkone. Pakokaasukanavan puolella pätevät täten samat ongelmat liittyen venttiileiden tiiveyteen ja absorptiokylmäkoneen kristallisoitumiseen kuin edellisessä luvussa esitetyllä kytkennällä. Vastaavasti kuuman veden kytkentä vastaa luvussa 6.1.1 esiteltyä mallia.

Tätä kytkentätapaa käytettäessä tulee lämmöntarpeen olla pieni tai käytännössä olematon niinä aikoina, kun jäähdytyksen tarve on suurimmillaan. Näin kaasumoottorin lämpövirrat saadaan hyödynnettyä tehokkaasti ja saavutetaan lämpösuhteeksi noin 1. Tätä lämpösuhteen arvoa on käytetty kuvan 33 lämpövirtoja laskettaessa. Kun

lämmöntarvetta alkaa esiintyä, kannattaa lämpö ottaa kuuman veden puolelta. Näin pakokaasujen mahdollistama korkea noin 1,3:n kylmäkerroin saadaan hyödynnettyä kuuman veden noin 0,7:n sijasta. Tarvittaessa voidaan absorptiokylmäkonetta kuitenkin käyttää myös pelkästään pakokaasulla tai kuumalla vedellä [Schleith M. 2013].

Yksi-/kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa voidaan käyttää korkean ja matalan lämpötilan lämmön lähteenä käytännössä myös muita lähteitä kuin pakokaasua ja kuumaa vettä. Absorptiokylmäkoneen kytkeminen höyryn välityksellä on kuitenkin jätetty jo aiemmin esitetyistä syistä pois. Mahdollinen järkevä vaihtoehto olisi kytkeä korkean lämpötilan keitin korkeapaineisen kuuman veden piirin kanssa yhteen kuten luvussa 6.1.1.



Kuva 33. Periaatekuva absorptiokylmäkoneesta kytkettynä kaasumoottoriin sekä savukaasun että kuuman veden välityksellä.

6.1.4 Absorptiokylmäkoneen kylmän veden hyödyntäminen ilma-kaasu-seoksen jäähdytyksessä turboahtimen jälkeen

Kuten luvussa 4 kerrottiin, kaasumoottorin hyötysuhteesta saadaan sitä parempi, mitä alhaisempi on ilma-kaasuseoksen lämpötila sylinteriin tultaessa. Tätä lämpötilaa rajoittaa tällä hetkellä pääasiassa seosjäähdyttimen rakenne. Seosjäähdyttimenä käytetään yleensä kuivaa jäähdytintä, jolloin jäähdyttimen suunnittelupisteenä ollaan pidetty noin 40 asteen lämpötiloja [Peetz F. 2014b]. Absorptiokylmäkoneen tuottamalla kylmällä vedellä voitaisiin parantaa seoksen jäähdyttämistä, hyötysuhdetta ja tehoa.

Myös moottorin nakutusta voitaisiin ehkäistä pitämällä seoksen lämpötilaa alhaisempana.

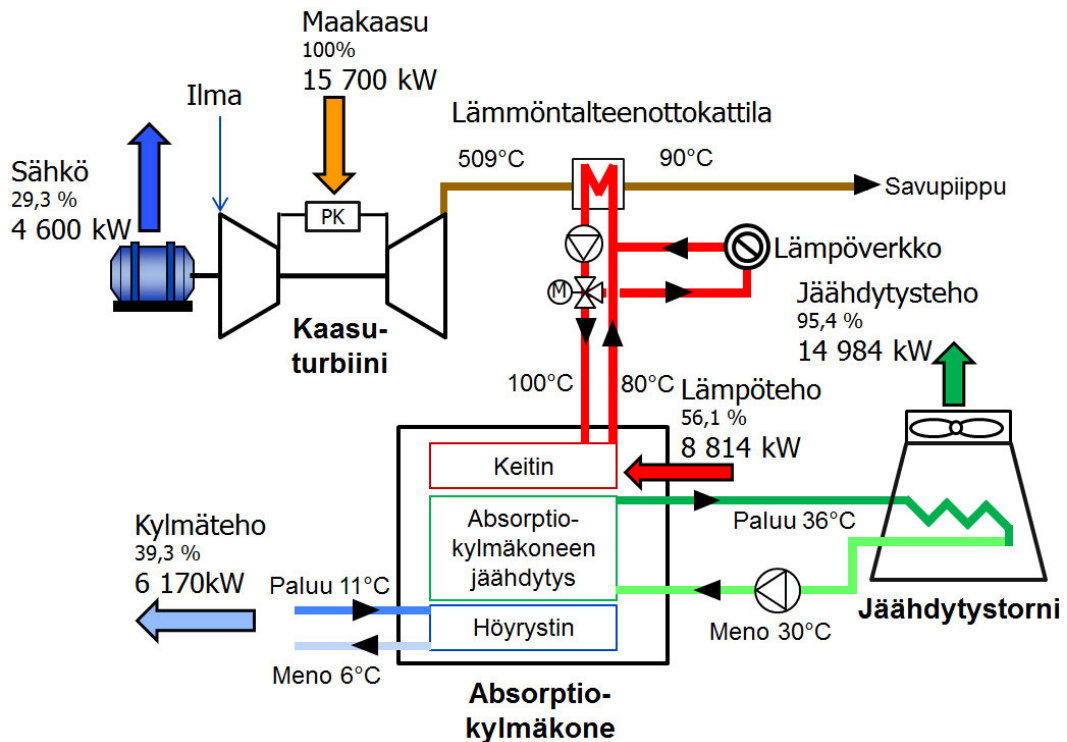
Seoksen jäähdyttämisessä ongelmana on kuitenkin seoksen kastepiste. Kun seosta jäähdytetään kastepisteensä alapuolelle, alkaa siinä oleva vesi nesteytyä. Tämä voi aiheuttaa moottorissa ruostumista ja muita epätoivottuja vaikutuksia. Tämän lisäksi monet kaasumoottorit eivät ole suunniteltu tällaiseen käyttöön, joten hyöty jäisi hyvin pieneksi. Jos seoksen jäähdytysjärjestelmä rakennettaisiin pelkästään nakutuksen ehkäisyä varten, olisi siihen tarvittavat suunnittelun ja investoinnin panokset suuret verrattuna saatavaan hyötyyn. Näistä syistä tätä mahdollisuutta ei ole tässä työssä enempää tutkittu.

6.2 Kaasuturbiinilaitokset

Kaasuturbiinilaitoksen kytkentöjen esimerkkilaskuissa käytetään Turbomachin Centaur 50 kaasuturbiinia. Esimerkkien tilanteet ovat tätä työtä varten keksittyjä, mutta arvot on kuitenkin valittu niin, että ne voisivat vastata jonkin projektin todellisia arvoja.

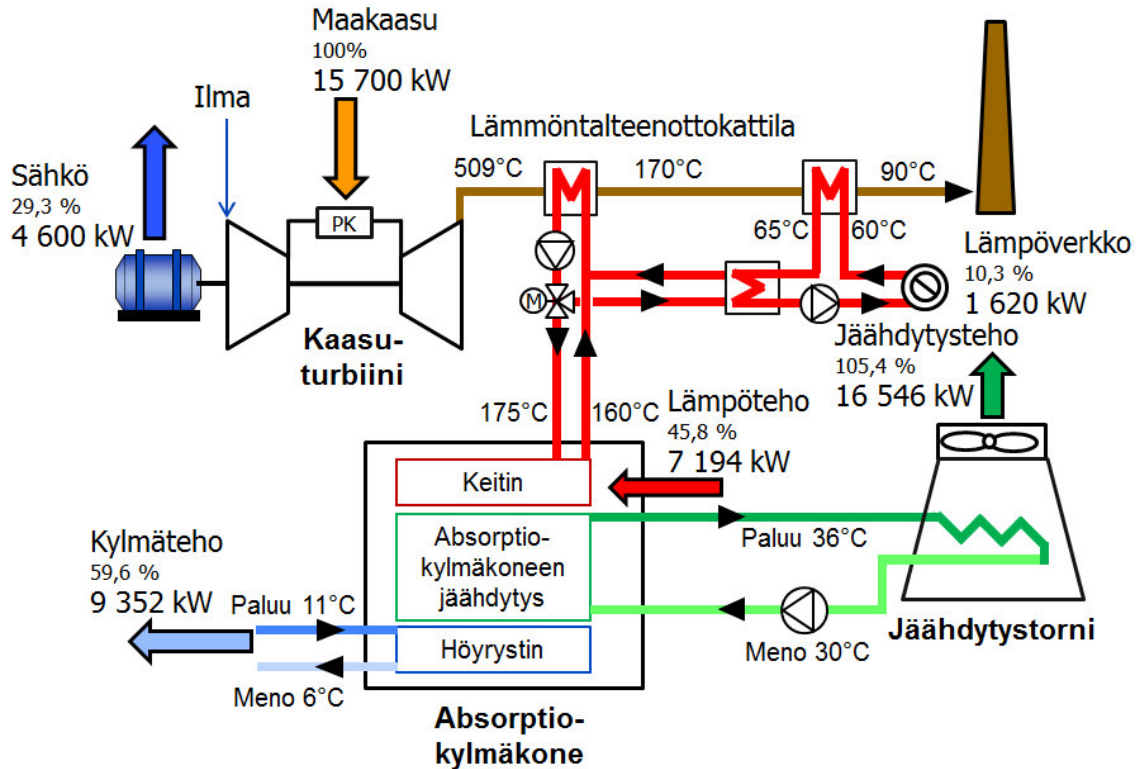
6.2.1 Absorptiokylmäkone kytkettynä kuuman veden välityksellä

Kun kaasuturbiini kytketään absorptiokylmäkoneeseen kuuman veden välityksellä, kuten kuvassa 34 on esitetty, saadaan sen pakokaasujen energia otettua paremmin talteen yksivaiheisessa kuin kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa. Ritter Sport-projektin tapauksessa yksivaiheisella koneella voitaisiin saavuttaa noin 90 °C:n pakokaasun ulostulolämpötila, kun kaksivaiheisella jäädään 170 °C:seen. Yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen kytkentä on myös hyvin yksinkertainen, sillä se voidaan kytkeä suoraan lämpöverkon kanssa yhteen. Tällöin tehon säätely onnistuu keittimen ja lämpöverkon välillä yksinkertaisesti ohjailemalla massavirtaa. Kyseisen lämpöverkon painetaso määrittää keittimelle tuotavan lämpöenergian lämpötilaa. Lämpötilat kannattaa valita niin korkealle kuin painetaso sen sallii mahdollistaen absorptiokylmäkoneen edullisemman suunnittelun. Toisaalta alhaisemmalla keittimeltä lähtevän veden lämpötilalla saadaan savukaasujen energia otettua paremmin talteen.



Kuva 34. Yksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettynä kaasuturbiiniin kuuman veden välityksellä.

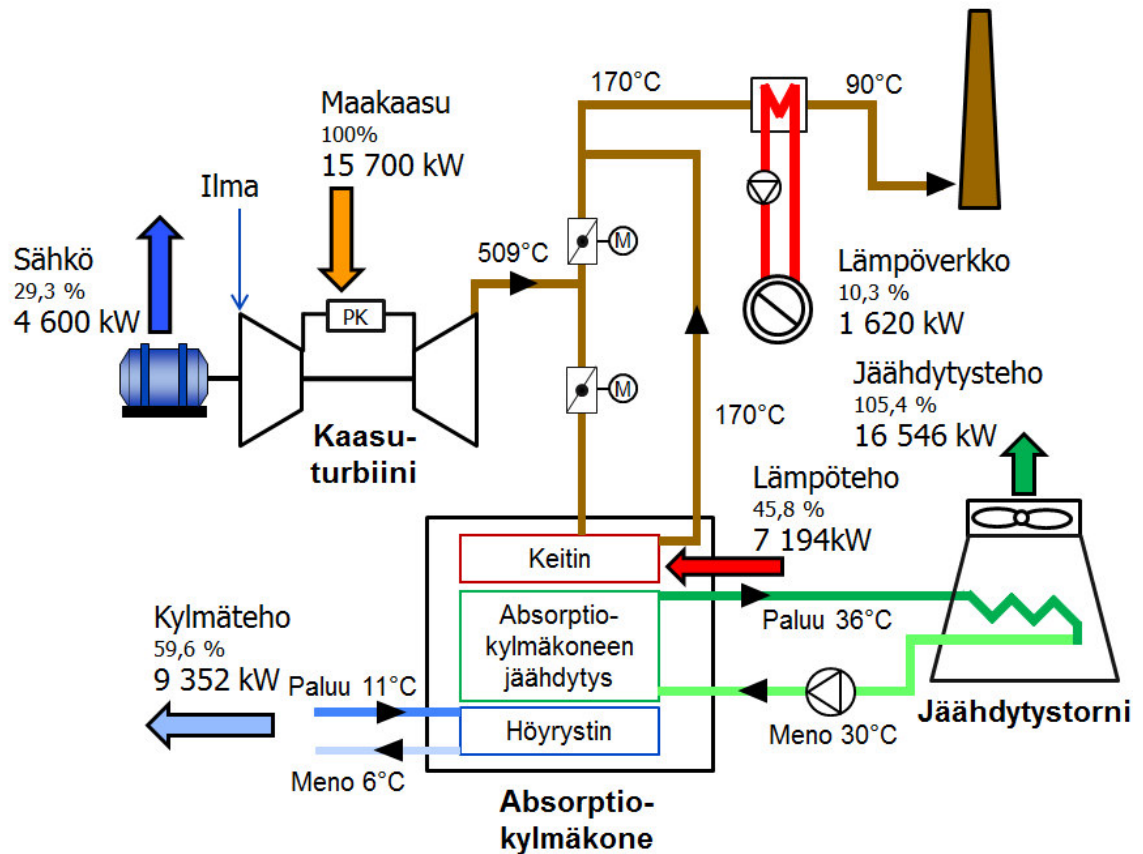
Vaikka yksivaiheisella absorptiokylmäkoneella saadaan suurempi osa pakokaasujen energiasta hyödynnettyä, saadaan kaksivaiheisella absorptiokylmäkoneella tuotettua kuitenkin enemmän kylmää johtuen sen paremmasta lämpösuhteesta. Huonona puolena tässä kytkennässä, joka on esitettyä kuvassa 35, on sen monimutkaisuus, koska tällöin tarvitaan korkeapaineinen vesipiiri saman periaatteen mukaan kuin kaasumoottoriin kytkettäessä. Tämä korkeapaineipiiri rakennetaan absorptiokylmäkoneen, keittimen ja lämmöntalteenottokattilan välille. Jos lämpöä halutaan siirtää myös lämpöverkkoon, asennetaan ylimääräinen lämmönsiirrin korkeapaineipiirin ja lämpöverkon välille. Ensimmäiseltä lämmöntalteenottokattilalta jäljelle jäänyt lämpöenergia voidaan vielä hyödyntää lämpöverkossa toisen lämmöntalteenottokattilan välityksellä.



Kuva 35. Kaksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettynä kaasuturbiiniin kuuman veden välityksellä.

6.2.2 Absorptiokylmäkone kytkettynä savukaasulla

Kun absorptiokylmäkone kytketään kaasuturbiiniin savukaasujen välityksellä, voidaan taas valita joko yksivaiheinen tai kaksivaiheinen absorptiokylmäkone. Tässä työssä on käsitelty vain kaksivaiheista konetta, koska kaasuturbiinin savukaasujen lämpötila on pääsääntöisesti riittävän korkea paremman kylmäkertoimen kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen käyttöön. Lisäksi esimerkiksi Broad suosittelee yksivaiheiseen absorptiokylmäkoneeseen sisääntulolämpötilaksi 300 °C. Kaasuturbiinin savukaasujen lämpötilan ollessa noin 500 °C jouduttaisiin niitä jäähdyttämään esimerkiksi puhaltamalla ulkoilmaa savukaasun sekaan. Tämä vain lisäisi yhdistelmän monimutkaisuutta ilman merkittäviä etuja.



Kuva 36. Absorptiokylmäkone kytkettynä savukaasun kautta kaasuturbiiniin.

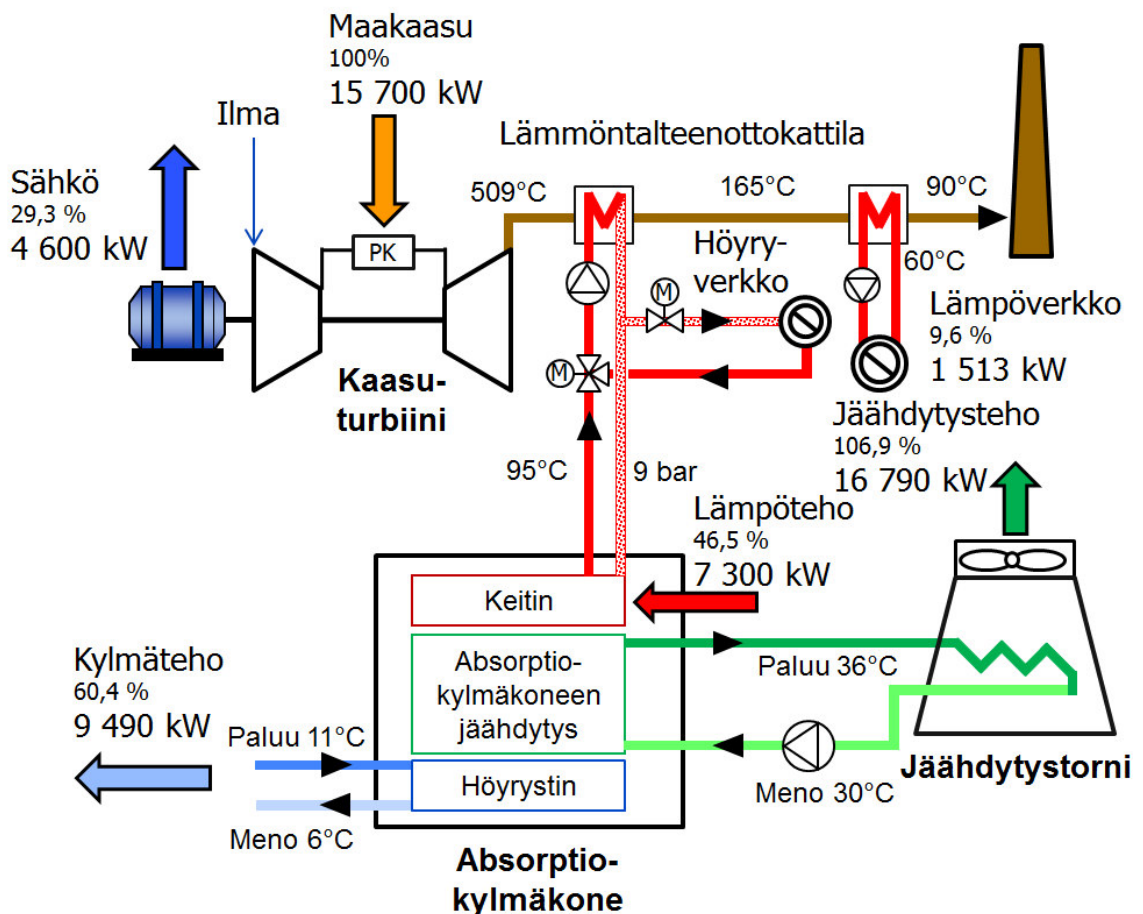
Kaasuturbiiniin savukaasujen välityksellä kytketyssä absorptiokylmäkoneessa ilmenevät samat ongelmat kuin kaasumootorinkin kanssa eli hieman vuotavien venttiileiden aiheuttama mahdollinen kiteytyminen absorptiokylmäkoneessa ja kondensoituneen veden aiheuttama ruostuminen keittimessä. Näin ollen myös kaasuturbiinin tapauksessa voidaan soveltaa luvussa 6.1.2 esitettyjä kytkentöjä. On tärkeää kuitenkin huomioida, että kaasuturbiini reagoi herkemmin savukaasukanavan painehäviöihin. Jos absorptiokylmäkoneen perään kytketään esimerkiksi lämpöverkkoa varten lämmöntalteenottokattila, kuten kuvassa 36, voi olla tarpeen käyttää ylimääräistä savukaasupuhallinta. Painehäviöiden minimoimiseksi kannattaa lämmöntalteenottokattila kytkeä rinnan absorptiokylmäkoneen kanssa, jos se vain on mahdollista. Toisaalta absorptiokylmäkoneelta jäävän ylimääräisen lämmön hyödyntäminen vaatii lämmöntalteenottokattilan kytkemistä absorptiokylmäkoneen jälkeen kuten kuvassa 36.

6.2.3 Absorptiokylmäkone kytkettynä höyryllä

Kun absorptiokylmäkone kytketään kaasuturbiiniin höyryn välityksellä, määrittää höyryverkon paine käytännössä sen, kannattaako käyttää yksivaiheista vai kaksivaiheista absorptiokylmäkonetta. Kun verkon paine ylittää 4 baaria, mahdollistaa se kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen käytön [Liite 1]. Jos verkon paine ei ole riittävä, on myös mahdollista tehdä pieni korkeapaineinen höyrypiiri, joka olisi kytkettynä lämmönvaihtimen kautta matalapaineiseen höyrypiiriin saman periaatteen mukaan kuin

kaksivaiheisen kuuman veden absorptiokylmäkoneen kytkennässä. Tällöin lämmöntalteenottokattilan lisäksi piiriin pitäisi liittää höyry-höyry-lämmönsiirrin, syöttövesisäiliö ja pumppu. Tämä johtaisi kalliimpaan ja monimutkaisempaan rakenteeseen, joten tätä mahdollisuutta ei ole tässä työssä tutkittu pidemmälle. Tilanteessa, jossa vanhan verkon painetta halutaan nostaa, mutta jo toiminnassa oleva yksivaiheinen absorptiokylmäkone olisi vielä riittävä kylmäntuotantoon, voidaan korkea painetta kuristaa reduktioventtiilillä yksivaiheiselle koneelle sopivaksi.

Kuvassa 37 on yksinkertaistettu kytkentäkaavio kaasuturbiinin ja höyrykäyttöisen absorptiokylmäkoneen piiristä. Jos höyrypiiri on jo valmiina lämmöntalteenottokattiloineen, pumppuineen ja syöttövesisäiliöineen, ei siihen tarvitse lisätä kuin tarvittavat liitännät absorptiokylmäkoneelle. Höyrypiiriä suunniteltaessa tulee tietysti ottaa huomioon absorptiokylmäkoneen höyryn vaatimukset. Esimerkiksi Thermax suosittelee absorptiokylmäkoneissaan käytettäväksi kylläistä höyryä ja yli 5 asteen tulistamista pitäisi välttää [Thermax Europe Ltd 2013]. Keittimeltä poistuva kondensoitunut vesi on taas yleensä noin 90-95 °C:n lämpöistä [Liite 1].



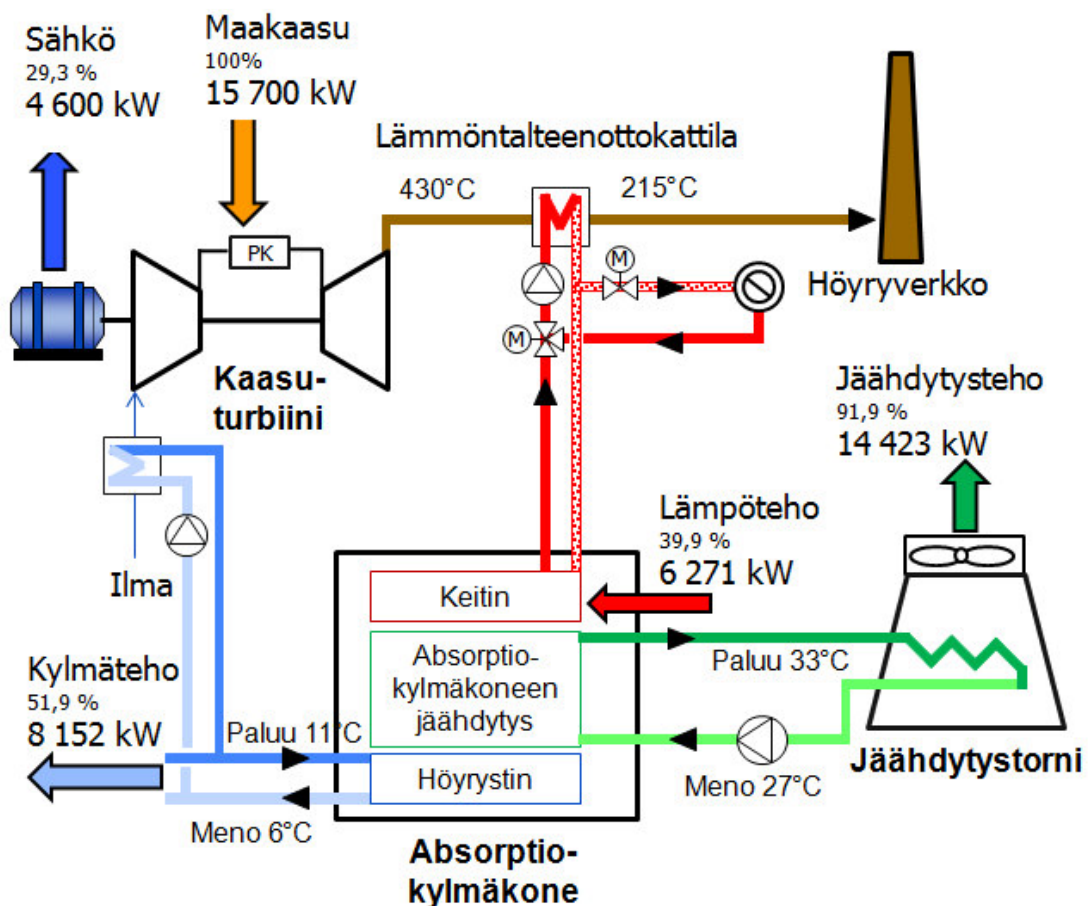
Kuva 37. Kaksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettynä höyryn välityksellä kaasuturbiiniin.

Kuvan 37 tapauksessa on käytetty kaksivaiheista absorptiokylmäkonetta, jota käytetään 9 baarin kylläisellä höyryllä. Tällöin pakokaasujen lämpötila jää noin

165 asteeseen. Näin mahdolliseen lämpöverkkoon jäisi vielä selvästi hyödynnettävää lämpöä. Jos höyryverkon paine olisi matalampi, saataisiin suurempi osa savukaasujen lämpöenergiasta talteen, mutta absorptiokylmäkoneen kylmäkerroin voisi heikentyä tai se jouduttaisiin rakentamaan isommaksi. Näin myös lämpöverkon käyttöön jäisi vähemmän energiaa.

6.2.4 Kaasuturbiinin sisäänottoilman jäähdyttäminen absorptiokylmäkoneella

Kaasuturbiinin sisäänottoilman jäähdyttämisen idea perustuu siihen, että kaasuturbiinin teho ja hyötysuhde paranevat sitä mukaan mitä kylmempää ilmaa se imee. Ulkoilman lämpötilan vaikutus nähdään luvussa 4 esitetystä kuvasta 21. Kuvassa 38 on esitetty virtauskaavio, kuinka imuilman jäähdytys voitaisiin toteuttaa. Jos imuilma halutaan jäähdyttää kuvan 38 mukaisessa esimerkissä 4,6 MW:n kaasuturbiinille 10 °C:sta 25:een asteeseen, tarvitaan tähän noin 290 kW jäähdytysteho. Tätä tehoa varten voitaisiin rakentaa oma absorptiokylmäkone tai mitoittaa jo suunnitteilla oleva kone isommaksi.



Kuva 38. Kaasuturbiinin sisäänottoilman jäähdyttäminen absorptiokylmäkoneen avulla.

6.3 Yhdistelmien vertailu

Tämän työn lähtökohdaksi on otettu se, että joko kaasumoottori tai kaasuturbiini on jo projektikohtaisesti valittu. Tämän jälkeen etsitään kyseiselle voimalähteelle ja projektille parhaiten sopiva absorptiokylmäkone. Esimerkkiprojekti Ritter Sportin tapauksessa voimalähteeksi tullaan valitsemaan noin 1,5 MW:n kaasumoottori, mahdollisesti MWM:n TCG 2020 V16. Lämmöntarvetta esiintyy myös kesällä, joten kaikkea kaasumoottorin tuottamaa energiaa ei voi johtaa absorptiokylmäkoneelle. Näin kaasumoottorin vaipasta saatava lämpöenergia johdetaan tehtaalla toimiviin prosesseihin ja pakokaasujen energia voidaan hyödyntää absorptiokylmäkoneessa. Sopivat vaihtoehdot tähän tapaukseen ovat kaksivaiheiset pakokaasu- ja kuumavesikäyttöiset absorptiokylmäkoneet.

Taulukko 4. Vertailu kaasumoottoriin kytketyn kaksivaiheisen kuumavesi- ja pakokaasukäyttöisen absorptiokylmäkoneen välillä.

	2V Vesi AKK+KM	2V Pakokaasu AKK+KM
Polttoaineteho	3600 kW	3600 kW
Sähköteho	1560 kW (43,3 %)	1560 kW (43,3 %)
Kylmäteho	878 kW (24,4 %)	878 kW (24,4 %)
Jäähdytystarve	1553 kW (43,1 %)	1553 kW (43,1 %)
Jäljelle jäänyt lämpöenergia 90 °C:seen asti	973 kW (27,0 %)	973 kW (27,0 %)
Hyötysuhde (Kylmä + Sähkö)	67,7 %	67,7 %
Kokonaishyötysuhde (Kylmä + Sähkö + Lämpö 90 °C:seen asti)	94,8 %	94,8 %
Liitäntä lämpöverkkoon ja absorptiokylmäkoneeseen	Korkeapaineisen vesipiirin välityksellä	Pakokaasut joko lämmönvaihtimen kautta lämpöverkkoon tai suoraan absorptiokylmäkoneelle
Tehon säätely	Korkeapaineisen vesipiirin massavirran säätö keittimen ja lämpöverkon lämmönvaihtimen kautta	Savukaasujen massavirran säätely venttiileiden avulla
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi	Vuotavien pakokaasujen aiheuttama mahdollinen kiteytyminen ja ruostuminen
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi, hyvin tasainen lämpötila	Jatkuvat lämpötilavaihtelut pakokaasukanavassa
		Korkeampi pakokaasujen vastapaine, mahdollisia teho- ja hyötysuhdehäviöitä
	Vähiten referenssilaitoksia	Vähän referenssilaitoksia

Taulukosta 4 nähdään, että molemmilta absorptiokylmäkoneilta saadaan samat tehot. Koska vedellä on paremmat lämmönsiirto-ominaisuudet kuin pakokaasulla, voidaan vesikäyttöinen kone rakentaa kuitenkin hieman pienemmäksi ja halvemmaksi tai vaihtoehtoisesti parantaa hieman kylmäkerrointa. Kylmäkertoimenä on tässä tapauksessa käytetty 1,3:a ja parannus siihen tulisi olemaan noin 1-2 %:in luokkaa työn aikana suoritettujen tarjouskyselyiden perusteella.

Taulukko 5. Kaasumoottoriin kytkettyjen yksivaiheisen kuumavesikäyttöisen ja yksivaiheisen kuumavesi- sekä pakokaasukäyttöisen absorptiokylmäkoneen vertailu.

	1V Vesi AKK+KM	1-2-Vaiheinen AKK+KM
Polttoaineteho	3600 kW	3600 kW
Sähköteho	1560 kW (43,3 %)	1560 kW (43,3 %)
Kylmäteho	1175 kW (32,6 %)	1678 kW (46,6 %)
Jäähdytystarve	2853 kW (79,2 %)	3356 kW (93,2 %)
Jäljelle jäänyt lämpöenergia 90 °C:seen asti	0 kW (0,0 %)	0 kW (0,0 %)
Hyötysuhde (Kylmä + Sähkö)	76,0 %	89,9 %
Kokonaishyötysuhde (Kylmä + Sähkö + Lämpö 90 °C:seen asti)	76,0 %	89,9 %
Liitanta lämpöverkkoon ja absorptiokylmäkoneeseen	Suora liitanta veden välityksellä mahdollinen	Vaippaveden suora liitanta, pakokaasut joko lämmönvaihtimen kautta lämpöverkkoon tai suoraan absorptiokylmäkoneelle
Tehon säätely	Yksinkertaisempi, suora yhteys lämpöverkon ja absorptiokylmäkoneen välillä	Monimutkaisempi, savukaasujen massavirran säätely venttiileiden avulla ja vaippaveden säätely
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi	Vuotavien pakokaasujen aiheuttama mahdollinen kiteytyminen ja ruostuminen
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi	Jatkuvat lämpötilavaihtelut pakokaasukanavassa
		Korkeampi pakokaasujen vastapaine, mahdollisia teho- ja hyötysuhdehäviöitä
	Enemmän referenssilaitoksia	Vähemmän referenssilaitoksia

Suurin ero näiden kahden kytkentätavan välillä on säätötekniikka jäähdytyksen ja lämmityksen välillä. Vaikka vesikäyttöisessä vaihtoehdossa joudutaankin rakentamaan ylimääräinen korkeapaineinen vesipiiri, katsotaan sen tehonsäätelyn olevan kuitenkin yksinkertaisempaa kuin pakokaasukäyttöisessä absorptiokylmäkoneessa. Näin

selvitään yhdellä savukaasukanavalla, jonka läpi savukaasut kulkevat aina lämpötilan pysyessä tasaisena. Lisäksi vältetään savukaasujen vuodon aiheuttamalta mahdolliselta kiteytymiseltä ja kondensoituneen veden aiheuttamalta ruostumiselta.

Jos projektin lämmöntarve laskee erittäin pieneksi jäädytyksen tarpeen kasvaessa, on järkevämpää käyttää kaikki kaasumoottorin hukkalämpö jäädytyksen tuottamiseen. Kyseeseen tulevat siis yksivaiheinen kuumavesikäyttöinen ja yksi-/kaksivaiheinen kuumavesi- ja savukaasukäyttöinen absorptiokylmäkone. Taulukossa 5 on näitä vaihtoehtoja vertailtu keskenään.

Kuten taulukosta 5 käy ilmi, paremman kylmäkertoimensa ansioista yksi-/kaksivaiheisella absorptiokylmäkoneella saadaan tuotettua yli 40 prosenttia enemmän kylmätehoa. Tässä tapauksessa kylmäkertoimina käytettiin yksivaiheiselle 0,7:ä ja yksi-/kaksivaiheiselle 1,0:a. Kokonaishyötysuhteessa päästään siten noin 14 prosenttiyksikköä parempaan tulokseen, mutta toisaalta myös absorptiokylmäkoneen jäädytyksen tarve kasvaa melkein kahdeksallatoista prosentilla. Lisäksi kustannuksia ja monimutkaisuutta aiheuttaa sekä pakokaasujen että veden välityksellä toteutettu tehon säätely. Tällöin mukaan tulevat pakokaasuventtiilien vuotojen aiheuttamat ongelmat ruostumiseen ja kiteytymiseen liittyen.

Tämän työn toisessa esimerkkiprojektissa voimanlähteenä käytetään Turbomachin Centaur 50 4,6 MW:n kaasuturbiinia. Seuraavassa vertailussa on oletettu, että projektissa ei ole kesän aikana merkittävää lämmöntarvetta, joten kaikki mahdollinen hukkalämpö voidaan käyttää kylmäntuotantoon. Lisäksi on oletettu, että laitoksessa ei ole valmista lämminvesi- tai höyrypiiriä, jolloin näiden hyödyntäminen ei ole mahdollista. Näistä syistä vastakkain on aseteltu kaksivaiheiset kuumalla vedellä ja pakokaasulla toimivat absorptiokylmäkoneet. Näiden kylmäkertoimiksi on valittu 1,3.

Taulukossa 6 suoritettujen vertailujen tulokset ovat hyvin samankaltaisia aiemmin taulukossa 4 esitetyn vertailun kanssa, jossa kaksivaiheiset absorptiokylmäkoneet olivat kytkettyinä kaasumoottoriin. Suurimpana erona on hukkalämpövirtojen hyödyntäminen. Koska kaasuturbiinin hukkalämpövirrat koostuvat lähes sataprosenttisesti savukaasuista, saadaan hukkalämpövirrat käytettyä lähes kokonaan kylmäntuotantoon. Tämä ei ole mahdollista kaasumoottorin tapauksessa, koska suuri osa lämmöstä johdetaan vaipaveden avulla pois. Näin kaasuturbiiniprojekteissa päädytään parempaan kokonaishyötysuhteeseen. Huomioitavaa on myös kaasuturbiinin selvästi suuremmat pakokaasujen massavirrat, mitkä voivat johtaa suurempiin pakokaasukanavan putkien ja säätöventtiilien hankintakustannuksiin.

Taulukko 6. Kaasuturbiiniin kytkettyjen kaksivaiheisten kuumavesi- ja pakokaasukäyttöisten absorptiokylmäkoneiden yhdistelmien vertailu.

	2V Vesi AKK + KT	2V Pakokaasu AKK + KT
Polttoaineteho	15 700 kW	15 700 kW
Sähkötelo	4 600 kW (29,3 %)	4 600 kW (29,3 %)
Kylmäteho	9 352 kW (59,6 %)	9 352 kW (59,6 %)
Jäähdytystarve	16 546 kW (105,4 %)	16 546 kW (105,4 %)
Jäljelle jäänyt lämpöenergia 90 °C:seen asti	1 620 kW (10,3 %)	1 620 kW (10,3 %)
Hyötysuhde (Kylmä + Sähkö)	88,9 %	88,9 %
Kokonaishyötysuhde (Kylmä + Sähkö + Lämpö 90 °C:seen asti)	99,2 %	99,2 %
Liitäntä lämpöverkkoon ja absorptiokylmäkoneeseen	Korkeapaineisen vesipiirin välityksellä	Pakokaasut joko lämmönvaihtimen kautta lämpöverkkoon tai suoraan absorptiokylmäkoneelle
Tehon säätely	Korkeapaineisen vesipiirin massavirran säätö keittimen ja lämpöverkon lämmönvaihtimen kautta	Monimutkaisempi, savukaasujen massavirran säätely venttiileiden avulla
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi	Vuotavien pakokaasujen aiheuttama mahdollinen kiteytyminen ja ruostuminen
	Pakokaasut virtaavat aina lämmönvaihtimen läpi	Jatkuvat lämpötilavaihtelut pakokaasukanavassa
		Korkeampi pakokaasujen vastapaine, mahdollisia teho- ja hyötysuhdehäviöitä
	Vähiten referenssilaitoksia	Joitakin referenssilaitoksia

Taulukossa 7 on absoluuttisena höyrynpaineena käytetty yksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa 1,5 baaria, mistä johtuen lämmöntalteenottokattilassa vallitsee hieman korkeampi lämpötila kuin 100 °C:n lämpimän veden tuotannossa. Tämän takia höyrykäyttöisessä koneessa ei saada hyödynnettyä yhtä paljon savukaasujen lämpöenergiaa, minkä seurauksena kylmäteho jää hieman pienemmäksi, kuten taulukosta 7 nähdään. Toisaalta näin mahdolliselle lämpöverkolle jää vielä kohtuullisen korkeata- soista lämpöenergiaa hyödynnettäväksi.

Höyrykäyttöisen absorptiokylmäkoneen etuna on latentin lämmön hyödyntäminen, minkä ansiosta se voidaan rakentaa hieman pienemmäksi kuin vastaavilla lämpötiloilla toimiva vesikäyttöinen [Thermax Europe Ltd 2013]. Tämän vuoksi on absorptiokylmäkoneen kannalta parempi valita lämmön lähteeksi höyry, jos projektissa on valmiina hukkalämpövirroiltaan yhtä suuret höyry- ja lämpöverkot. Jos käytössä on yli 4 bar:n paineista höyryä, voidaan käyttää kaksivaiheista absorptiokylmäkoneetta [Liite 1]. Tällöin savukaasujen energiaa ei saada käytettyä yhtä kattavasti kylmäntuotantoon

kuin yksivaiheisessa johtuen korkeammasta lämmönsiirron keskilämpötilasta höyryntuotannossa. Kuitenkin kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen lämpöhyötysuhde on niin paljon parempi, että sillä saavutetaan yli 50 % suurempi kylmäteho. Pienenä etuna kaksivaiheisessa absorptiokylmäkoneessa on myös se, että jäljelle jää noin 165 °C:n savukaasujen hukkalämpövirta, joka voidaan tarvittaessa hyödyntää esimerkiksi lämpöverkossa.

Taulukko 7. Kaasuturbiiniin kytkettyjen höyrykäyttöisten ja yksivaiheisen kuumavesikäyttöisen absorptiokylmäkoneen vertailu.

	1V Vesi AKK+KT	1V Höyry AKK + KT	2V Höyry AKK + KT
Polttoaineteho	15 700 kW	15 700 kW	15 700 kW
Sähköteho	4 600 kW (29,3 %)	4 600 kW (29,3 %)	4 600 kW (29,3 %)
Kylmäteho	6 170 kW (39,3 %)	5 390 kW (34,3 %)	9 490 kW (60,4 %)
Jäähdytystarve	14 984 kW (95,4 %)	13 090 kW (83,4 %)	16 790 kW (106,9 %)
Jäljelle jäänyt lämpöenergia 90 °C:seen asti	0 kW (0 %)	1 114 kW (7,1 %)	1 513kW (9,6 %)
Hyötysuhde (Kylmä+Sähkö)	66,2 %	63,6 %	89,7 %
Kokonaishyötysuhde (Kylmä + Sähkö + Lämpö 90 °C:seen asti)	66,2 %	70,7 %	99,4 %
Liitanta lämpö-/höyryverkkoon ja absorptiokylmäkoneeseen	Suora liitanta veden välityksellä mahdollinen	Suora liitanta höyryverkkoon mahdollinen	Suora liitanta höyryverkkoon mahdollinen
Tehon säätely	Lämpimän veden massavirran säätö lämpöverkon ja absorptiokylmäkoneen välillä	Höyryvirran säätö höyryverkon ja absorptiokylmäkoneen välillä	Höyryvirran säätö höyryverkon ja absorptiokylmäkoneen välillä
	Paljon referenssilaitoksia	Paljon referenssilaitoksia	Paljon referenssilaitoksia

Kytkennoiltään ovat kuumavesi- ja höyrykäyttöiset absorptiokylmäkoneet samankaltaisia. Kuumavesikäyttöisessä jaetaan lämmönlähteenottokattilasta saatu vesi suoraan kylmäkoneen ja lämpöverkon välillä, kun taas höyrykäyttöisessä lämmönlähteenottokattilasta saatu höyry kylmäkoneen ja höyryverkon välillä. Tehon säätely absorptiokylmäkoneen ja höyry- tai lämpöverkon välillä onnistuu yksinkertaisesti esimerkiksi massavirtaa säätelemällä.

7 TALOUDELLISUUS

Edellisissä luvuissa on tarkasteltu sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon teknistä yhteensopivuutta. Kuitenkaan se, että tekniikka on todistettu toimivaksi ja ympäristöystävälliseksi ei yleensä vielä riitä investointipäätöksen tekemiseen. Investoinnin on oltava myös kannattava. Tämän takia tässä luvussa tarkastellaan, mitkä asiat vaikuttavat sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannossa käytettävien pääkomponenttien hintaan ja arvioidaan myös eri laskentamenetelmien sopivuutta investointikustannuksien vertailuun. Lopuksi sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon taloudellisuutta arvioidaan esimerkkilaskujen avulla eri tilanteissa ja kokoluokissa.

7.1 Investointikustannusten vertailun menetelmät

7.1.1 Nykyarvomenetelmä

Nykyarvomenetelmässä tulevaisuudessa syntyvät tuotot ja kulut diskontataan nykyhetkeen. Jotta investointi olisi kannattava on investoinnin pitoaikana syntyvien tuottojen oltava niin paljon kuluja suuremmat, että ne kattavat myös investoinnin nykyhankintakustannuksen. Tuottojen ja tulojen diskonttaamisessa käytetään laskentakorkokantaa, jonka pitäisi kattaa mahdollisen vieraan pääoman korkokustannukset ja investoinnin tuotto-odotukset. [Bartzsch W. H. 2001]

Tulevaisuudessa syntyvä tuotto tai kulu saadaan siten diskontattua seuraavaan kaavan avulla nykyhetkeen [Bartzsch W. H. 2001]:

$$C_n = \frac{K_n}{(1+i)^{nj}} \quad (13)$$

jossa C_n on kyseisen kulun tai tuoton nykyarvo, nj tarkoittaa vuosia investoinnin jälkeen, K_n on kulun tai tuoton arvo ajanhetkellä n ja i laskentakorkokanta.

Jos investoinnin pitoaikana tuotot ja kulut ovat jokaisena vuonna yhtä suuria, voidaan niiden nykyarvo laskea suoraan kertomalla vuotuinen tuotto tai kulu diskonttaustekijällä [Haverila M. J. et al. 2005]:

$$v_n = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (14)$$

jossa v_n on diskonttaustekijä, i laskentakorkokanta ja n investoinnin pitoaika.

7.1.2 Annuiteettimenetelmä

Annuiteettimenetelmässä investoinnin nykyhankintameno jaetaan pitoajalle yhtä suuriksi eriksi. Nämä erät sisältävät laskentakorkokannan määrittämät korkokustannukset ja mahdolliset tuotto-odotukset sekä investoinnin poistot. Alussa erät koostuvat enimmäkseen koroista ja loppua kohden suoritetaan enemmän investoinnin poistoa. Yhtä suuret erät voidaan määrittää annuiteettitekijän avulla:

$$C_{an} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (15)$$

jossa C_{an} on annuiteettitekijä..

Kun investoinnin nykyhankintameno kerrotaan annuiteettitekijällä, saadaan investoinnista koituvat vuosikohtaiset kulut. Näitä kuluja voidaan verrata investoinnista koituviin muihin kuluihin sekä tuottoihin ja arvioida näin investoinnin kannattavuutta.

7.1.3 Sisäisen korkokannan menetelmä

Sisäisen korkokannan menetelmässä etsitään sitä laskentakorkokantaa, jolloin investoinnin hankintahinnan, sen tuottojen ja kulujen summa on nolla tietyn pitoajan aikana. Mitä korkeampaan laskentakorkokantaan päädytään, sitä tuottoisampi on investointi. Toisin sanoen, jos päädytään suurempaan laskentakorkokantaan kuin mitä tavoiteltiin, on investointi kannattava. Monissa tapauksissa laskentakorkokannan tarkka matemaattinen määrittely on hankalaa, joten yleensä sen etsiminen tehdään kokeilemalla eri arvoja esimerkiksi tarkoitukseen soveltuvista taulukoista. [Haverila M. J. et al 2005]

7.1.4 Takaisinmaksuajan menetelmä

Takaisinmaksuajan menetelmässä määritetään se aika, jolloin investointi on maksanut itsensä takaisin. Toisin sanoen tämä tarkoittaa sitä, että investoinnista koituneet tulot tai säästöt ovat olleet riittävän suuret kattamaan investoinnin hankintameno sekä siitä aiheutuneet kulut. Pienempi takaisinmaksuaika on siten edullisempi, koska tällöin pääoma vapautuu nopeammin taas käyttöön ja myös investoinnin riski on pienempi. Takaisinmaksuajan menetelmä ei ota kuitenkaan huomioon koko investoinnin pitoajan aikana syntyviä kuluja ja tuottoja, joten sitä ei voi suoraan käyttää kahden investoinnin kannattavuuden vertailuun. Voi olla tilanne, jossa toisella investoinnilla on hieman lyhyempi takaisinmaksuaika, mutta toinen investointi on selvästi edullisempi tarkasteltaessa investoinnin koko pitoaikaa. [Bartsch W. H. 2001]

Takaisinmaksuaika voidaan laskea joko staattisena tai dynaamisena. Bartzschin mukaan [Bartzsch W. H. 2001] staattisessa laskentatavassa ei oteta huomioon laskentakorkokantaa, jolloin takaisinmaksuaika saadaan laskettua kaavalla:

$$\text{Takaisinmaksuaika} = \frac{\text{Investoinnin nykyhankintameno}}{\text{Investoinnin vuotuiset nettosäästöt}/\text{-tuotot}} \quad (16)$$

Dynaamisessa laskentatavassa tulevaisuudessa syntyvät nettosäästöt tai -tuotot on diskontattu nykyhetkeen. Jos nettosäästöt tai -tuotot ovat jokaisena vuonna yhtä suuria, saadaan takaisinmaksuajalle kaava [Peetz F. 2014a]:

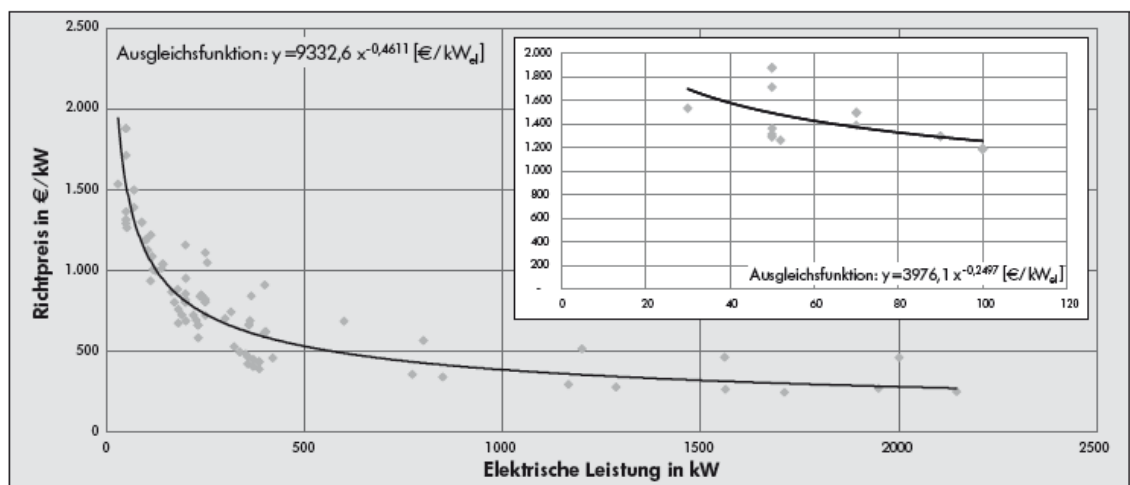
$$\text{Dynaaminen takaisinmaksuaika} = \frac{\log\left(\frac{S}{S - H * i}\right)}{\log(1 + i)} \quad (17)$$

jossa S on vuotuinen nettosäästö tai -tuotto, H nykyhankintameno ja i laskentakorkokanta.

7.2 Investointi- ja käyttökustannukset

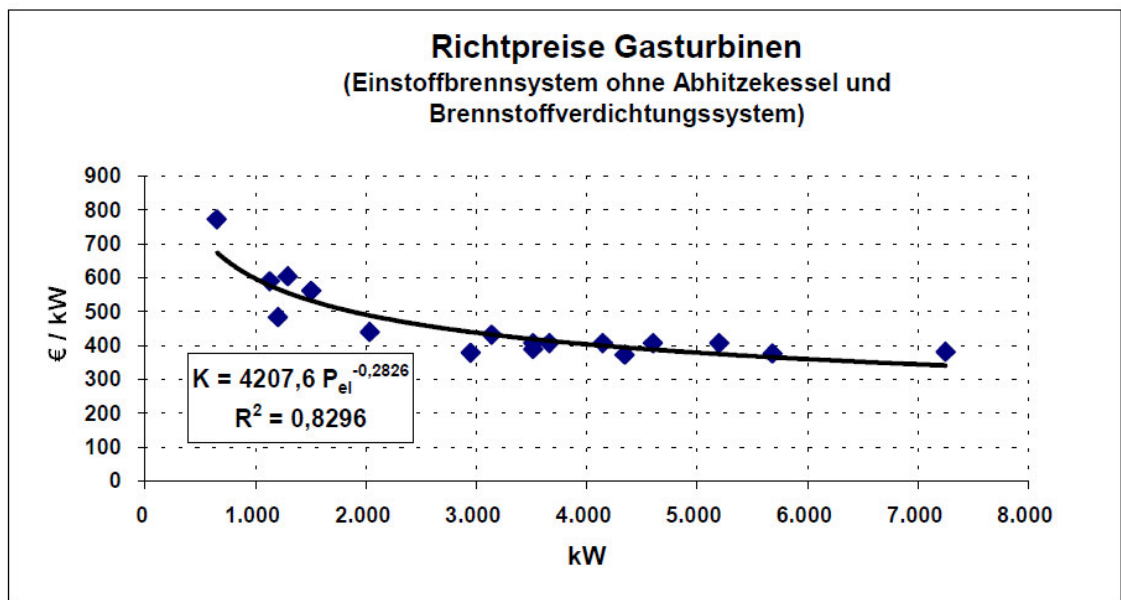
7.2.1 Kaasumoottori/Kaasuturbiini

Suurin vaikuttaja kaasumoottorin ja kaasuturbiinin hintaan ja käyttökustannuksiin on sen koko. ASUE:n vuonna 2011 julkaisemassa raportissa, BHKW Kenndaten, on suoritettu kysely, jossa on tutkittu kaasumoottorikäyttöisen sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksen tehon vaikutusta hinta/teho-suhteeseen. Kaasumoottorilaitoksen hintaan oli laskettu generaattori, pakokaasulämmönvaihdin ja muut laitokselle oleellisesti tarpeelliset osat. Kyselyssä, jonka tulokset näkyvät kuvassa 39, kysyttiin 87 eri kaasumoottorilaitoksen kokoa ja hintaa. Tuloksista nähdään, että hinta/teho-suhde laskee voimakkaasti noin 400 kW:in asti, jonka jälkeen lasku loivenee.



Kuva 39. Maakaasukäyttöisen moottorin viitehinta suhteessa sähkötehoon. [ASUE 2011]

M. Gebhardtin ja kumppaneiden tekemässä kyselyssä tiedusteltiin kaasuturbiinin koon vaikutusta hinta/teho-suhteeseen. Kuvassa 40 on esitettyä raportin tulokset ja niistä nähdään hinta/teho-suhteen laskun olevan alussa nopeampaa ja loivenevan kokoluokan suurentuessa. Kaasuturbiinin hinnassa on mukana generaattori mutta ei kaasunpaineistukseen tarvittavaa laitteistoa eikä lämmöntalteenottokattilaa. Tutkimuksen mukaan tarvittavan kaasun esipaineistukseen käytettävän laitteiston hinta suhteessa kaasuturbiinin tehoon kasvaa kokoluokan mukana. Syynä tähän on kaasun esipaineistukseen tarvittavan tehon kasvu. Tehokkaammat kaasuturbiinit tarvitsevat pääasiassa suuremman kaasunsyöttöpaineen. Näistä tekijöistä johtuen on 1 000 kW:n kokoluokassa kaasun esipaineistukseen tarvittavan laitteiston vaikutus selvästi pienempi kaasuturbiinilaitoksen hintaan kuin esimerkiksi 6 000 kW:n kokoisessa laitoksessa. [Gebhardt M. et al. 2002]



Kuva 40. Kaasuturbiinin hinta/teho-suhde verrattuna tehoon.

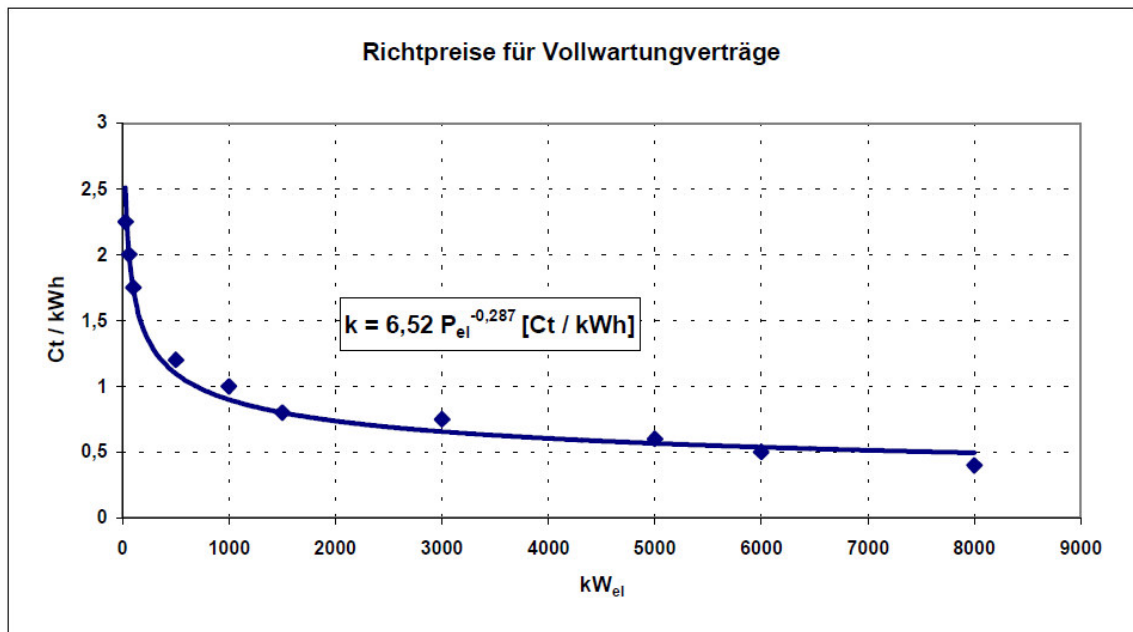
Jotta lämpöenergia saadaan kaasuturbiinin pakokaasuista talteen, tarvitaan siihen lämmöntalteenottokattila. Pääasiassa lämmöntalteenottokattilan hintaan vaikuttavat tehon lisäksi vaadittava painetaso, rakenne ja läpivirtaavien aineiden ominaisuudet. Jos halutaan tuottaa höyryä, joudutaan rakentamaan isompi ja siten kalliimpi kattila kuin lämpimän veden tuotannossa. Toinen tärkeä hintaan vaikuttava rakenteellinen valinta tehdään tuliputki- ja vesiputkikattilan välillä. Näistä kahdesta vesiputkikattila on kalliimpi, mutta kestää suurempia paineita. [Gebhardt M. et al. 2002]

Polttoainekustannukset aiheuttavat suuren osan kaasumoottorin ja -turbiinin käyttökustannuksista. Tämän vuoksi koneiden hyötysuhteilla on myös iso merkitys sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitosten kokonaistalouteen. Luvussa 4 todettiin jo, että kaasumoottorin koon kasvaessa myös sen sähköhyötysuhde kasvaa. Tällöin voi tosin käydä niin, että moottorin kokonaishyötysuhde laskee. Kaasumoottoreita voidaankin optimoida esimerkiksi sähköhyötysuhteen tai kokonaishyötysuhteen mukaan. Näistä

pääsääntöisesti kannattavampaa on Daniel Schollin kanssa käydyn keskustelun mukaan [Scholl D. 2013] optimointi sähköhyötysuhteelle sähkön hinnan ollessa selvästi lämpöenergian hintaa korkeampi.

Kuten investointikustannuksilla on myös huoltokustannuksilla taipumus laskea kaasuturbiinin koon kasvaessa. Gebhardt M. et al. raportissa tämä yhteys selvitettiin. Kuvassa 41 esitettyjen tulosten perusteella nähdään, että noin 1 000 kW:n asti huoltokustannusten hinta suhteessa kaasuturbiinin tehoon laskee voimakkaasti ja alkaa tämän jälkeen tasaantua. Huoltokustannuksiin sisällytettiin huoltotyöt, korjaustyöt, vaihdettavat osat ja voiteluaineet sekä turbiinirevisio. Esimerkiksi Capstone C 200 mikroturbiinissa yleisenä huoltovälinä on 8 000 käyttötuntia [E-quad Power Systems GmbH 2014]. Turbiinirevisio, jossa vaihdetaan ja korjataan kaasuturbiinin hyötysuhteeseen suuresti vaikuttavat osat, määritetään myös normaalisti tehtäväksi tietyn käyttöajan täytyttyä. Capstone C 200 mikroturbiinissa tämä tulee suorittaa 40 000 käyttötunnin kohdalla [E-quad Power Systems GmbH 2014]. 6 000 h:n vuotuisella huipunkäyttöajalla huoltoväliksi tulisi tällöin hieman alle 7 vuotta. Sopimuksia voidaan myös muokata asiakkaan tarpeiden mukaan ja hinnoista voidaan erikseen neuvotella [Gebhardt M. et al. 2002].

Koska Gebhardt M. et al. tekemä raportti on vuodelta 2002, tulisi nykyisiä hintoja määriteltäessä ottaa huomioon tekniikan kehitys ja mahdollinen hintojen nousu. Tässä luvussa esitettyjen Gebhardt M. et al. raportin tietojen mukaan saadaan kuitenkin selville eri tekijöiden aiheuttama hintavaikutuksen suunta ja suuruusluokka.



Kuva 41. Kaasuturbiinin sähköisen tehon vaikutus kWh-perusteisen täyshuoltosopimuksen hintaan. Pystyakselilla huollon hinta Ct/kWh (snt/kWh) ja vaaka-akselilla laitoksen sähköteho.

Myös kaasumoottorin kWh-perusteiset huoltosopimukset halpenevat kokoluokan kasvaessa kuten kuvasta 42 käy ilmi. Sopimusehdoiltaan ne ovat myös hyvin samankaltaisia. Sopimusajat vaihtelevat yleensä 10-15 vuoden välillä sisältäen huolto- ja korjaustyöt varaosineen sekä voiteluaineineen. Tällaiset täyshuoltosopimukset ovat yleensä kalliita ratkaisuja mutta ne tuovat taloudellista turvaa ja suunniteltavuutta. Yleisenä huoltovälinä pidetään moottorin kokoluokasta riippuen 1200-2000 tuntia. Moottorirevisio suoritetaan noin 35 – 60 000 käyttötunnin jälkeen ja maksaa noin 20-30 % moottorimoduulin hinnasta. Tämän jälkeen moottoria voidaan käyttää vielä noin 5-10 vuotta. [Peetz F. 2014a]

Sähköteho [kW]	Huoltosopimuksen hinta [snt/kWh (el)]
20	2,9 - 3,1
50	2,4 - 2,9

250	1,2 - 1,6
500	1,0 - 1,2
1.000	0,8 - 1,0
2.000	0,6 - 0,8

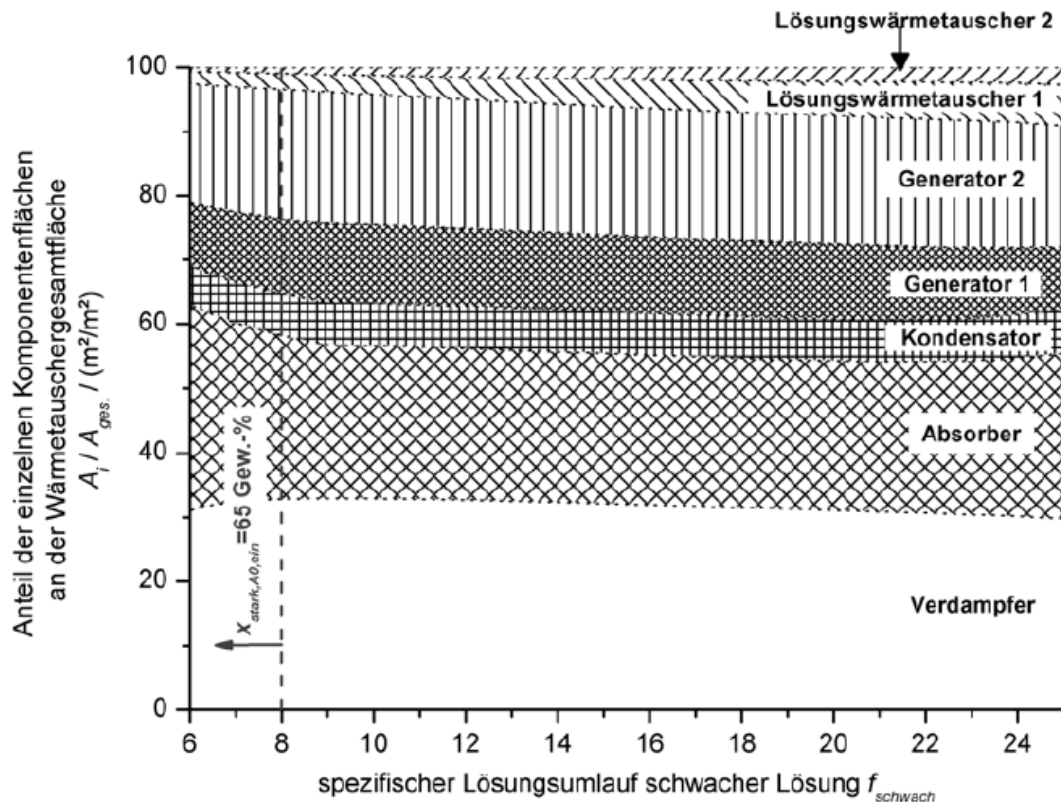
Kuva 42. Kaasumoottorin sähkötehon vaikutus kWh-perusteisen huoltosopimuksen hintaan. [Peetz F. 2014a, suomentanut Samu Tenhunen]

7.2.2 Absorptiokylmäkone

Absorptiokylmäkoneen hintaa koostuu suurelta osin sen lämmönsiirtimien pinta-alasta [Plura 2008]. Suurimmat lämmönsiirtimet absorptiokylmäkoneessa ovat keitin, lauhdutin, imeytin ja höyrystin. Kuvassa 43 on esitetty kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen osien pinta-alojen osuus koko laitteen lämmönsiirtopinta-alasta. Kuvan x-akselilla oleva kerroin f on seospumpun pumppaaman LiBr-osuudeltaan heikon seoksen massavirta jaettuna kylmäaineen höyryn massavirralla. Tämän kertoimen muutos vaikuttaa eniten seoslämmönvaihtimien osuuteen.

Pluran tekemässä tutkimuksessa [Plura 2008] olevan kuvan 43 mukaan höyrystin vie noin 30 prosenttia koko absorptiokylmäkoneen pinta-alasta. Näin ollen vaikuttamalla sen ominaisuuksiin, vaikutetaan oleellisesti myös absorptiokylmäkoneen hintaan. Imeytin on periaatteessa vain lämmönvaihdin, joten sen kokoon voidaan vaikuttaa muuntamalla tehon lisäksi lämpötilaeroa ja lämmönsiirtokerroimia. Siinä oleva lämpötilaero aiheutuu veden höyrystymispisteen lämpötilan ja kylmäverkon vaatiman nesteen lämpötilan erosta. Lämmönsiirtokerroin määräytyy taas hyvin pitkälti

absorptiokylmäkoneen valmistajan suunnittelusta. Näin ollen sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotantolaitosta suunnittelevan projekti-insinöörin näkökulmasta voidaan vaikuttaa vain lämpötilaeroon muuttamalla kylmän nesteen lämpötilaa. Kun sitä nostetaan, kasvaa samalla lämpötilaero ja siten myös lämmönsiirron tehokkuus, jolloin on mahdollista rakentaa absorptiokylmäkone pienemmäksi ja halvemmaksi. Riippuen tilanteesta ja suunnitteluperiaatteista voidaan myös absorptiokylmäkoneen hyötysuhdetta parantaa, jos pinta-alaa vähennetään vain hieman. Kuitenkin useissa projekteissa on kylmän nesteen tai kylmäverkon lämpötila jo ennalta määritelty eikä tähän voi paljon vaikuttaa.



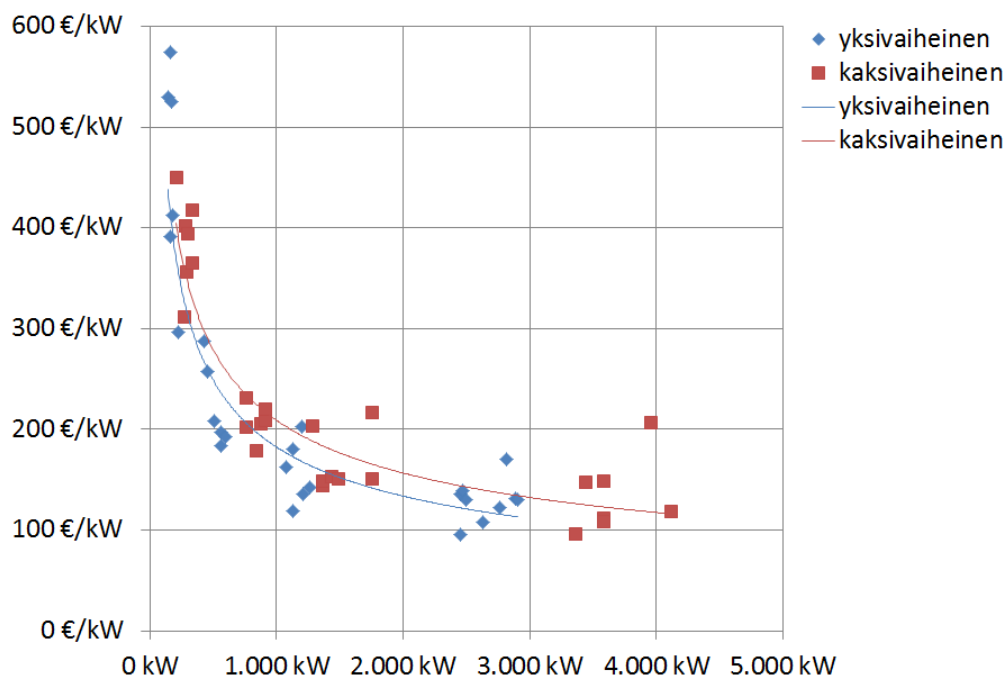
Kuva 43. Kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen komponenttien lämmönsiirtopinta-alojen suhde koko lämmönsiirtopinta-alaan. [Plura 2008]

Kuvan 43 mukaan imeytin ja lauhdutin vievät yhteensä noin 30-40 prosentin osuuden koko absorptiokylmäkoneen pinta-alasta. Kun näiden läpi virtaavan jäähdytysnesteen lämpötilaa alennetaan, suurenee lämpötilaero kummankin lämmönsiirtimen kohdalla. Jos käytössä on korkean lämpötilan lämpölähde, on myös mahdollista nostaa lauhduttimessa ja keittimessä vallitsevaa painetta. Tällöin veden kondensoitumispiste nousisi ja näin lauhduttimessa oleva lämpötilaero jäähdytysveteen myös kasvaisi. Korkeampi lämpölähteen lämpötila parantaisi myös keittimessä tapahtuvaa lämmönsiirtoa lämpölähteen ja seoksen välillä, jolloin voitaisiin myös rakentaa pienempi ja halvempi absorptiokylmäkone. Korkeampi lämpötilaisen lämpölähteen kustannuksia vähentävästä vaikutuksesta on raportoitu myös esimerkiksi VTT:n tiedotteessa [Ranne A. 2001]. Kuten muissakin absorptiokylmäkoneen osissa, voitaisiin tässä-

kin pitää lämmönsiirtopinta-ala yhtä suurena ja saavuttaa siten parempi hyötysuhde. Lopullinen päätös onkin aina kompromissi järkevän hinnan ja hyötysuhteen välillä.

Absorptiokylmäkoneen hintaan vaikuttavat myös erittäin paljon sen vaiheisuus ja lämpölähde. Tässä diplomityössä suoritettiin tarjouskysely, jossa eri valmistajilta tiedusteltiin koon, vaiheisuuden ja lämpölähteen vaikutusta absorptiokylmäkoneen hintaan. Tässä tiedustelussa jäähdytyspiirin lämpötilat olivat 27/33 °C ja kylmän nesteen 6/12 °C. Yksivaiheisissa höyrykäyttöisissä absorptiokylmäkoneissa lämpölähteenä käytettiin kylläistä höyryä 1,7 bar:n absoluuttisessa paineessa, kaksivaiheisissa taas kylläistä höyryä 9 bar:n absoluuttisessa paineessa. Savukaasu- ja vesikäyttöisissä absorptiokylmäkoneissa taas käytettiin kulloisellekin kokoluokalle tyypillisiä kaasumoottorilta tai -turbiinilta saatavia hukkalämpövirtoja.

Kuvassa 44 on esitetty yksi- ja kaksivaiheisten absorptiokylmäkoneiden hinta/kylmäteho-suhde kylmätehon funktiona. Tästä huomataan, että kaksivaiheiset koneet ovat keskimääräisesti yksivaiheisia kalliimpia. Trendiviivoja vertailemalla saadaankin kaksivaiheisista absorptiokylmäkoneista noin 20-30% kalliimpia. Kuvasta kuitenkin nähdään, että paikoin yksivaiheisen absorptiokylmäkoneen yksittäiset hinnat ylittävät kaksivaiheisen trendiviivan. Pitääkin huomioida, että koneen hintaan vaikuttavat paljon myös muut tekijät kuten lämpölähde, mitä on analysoitu kuvissa 45 ja 46.

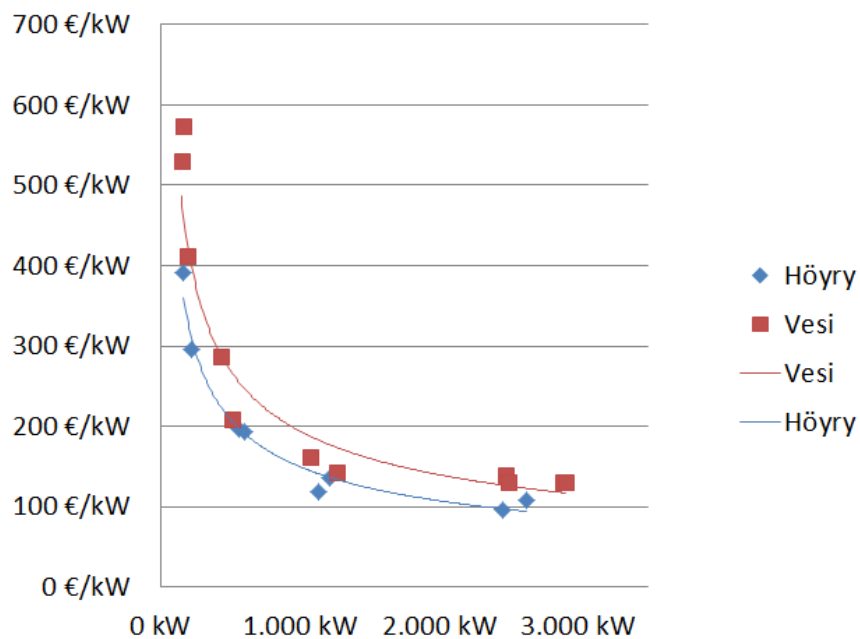


Kuva 44. Yksi- ja kaksivaiheisten absorptiokylmäkoneiden hinta/kylmäteho-suhde kylmätehon funktiona.

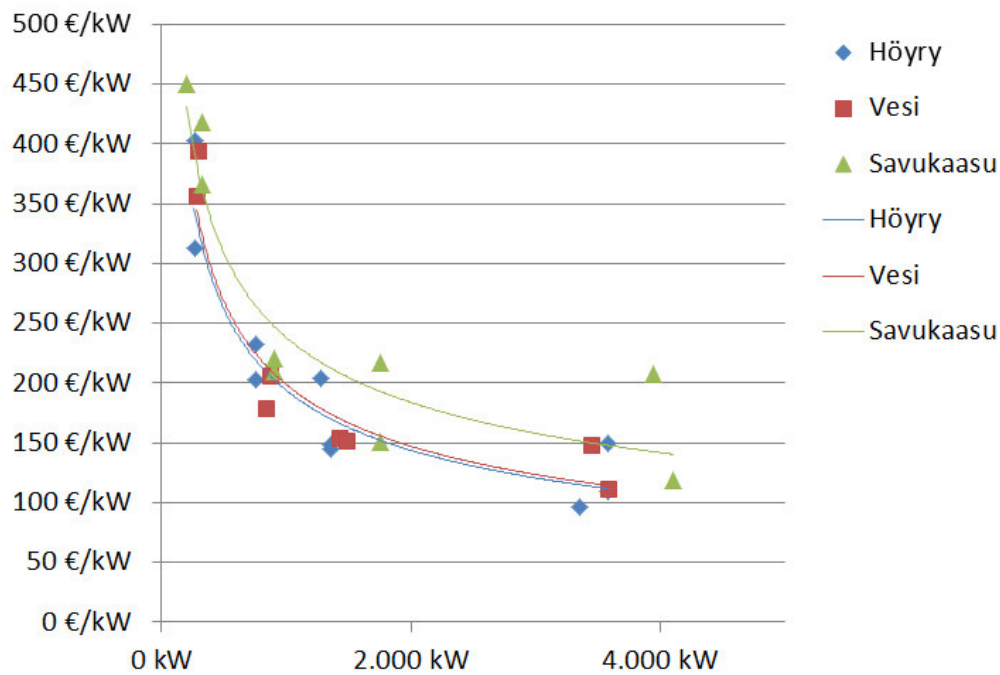
Kuvassa 45 on vertailtu yksivaiheisia höyry- ja vesikäyttöisiä absorptiokylmäkoneita. Siitä nähdään höyrykäyttöisten olevan vesikäyttöisiä halvempia ja trendiviivoja vertailemalla vesikäyttöiset voidaan määritellä noin 20-30 % kalliimmiksi. Huomioi-

tavaa on kuitenkin se, että kyselyssä kerättyjen tietojen mukaan vesikäyttöisten absorptiokylmäkoneiden hyötysuhteet olivat noin 10-15 % parempia kuin höyrykäyttöisten.

Kuvassa 46 on saman periaatteen mukaan vertailtu kaksivaiheisten vesi-, höyry- ja savukaasukäyttöisten absorptiokylmäkoneiden hinta/kylmäteho-suhdetta kylmätehon funktiona. Tuloksista nähdään, että yksittäiset hintatiedot vaihtelevat suhteellisen suurella alueella. Voidaan kuitenkin todeta savukaasukäyttöisten absorptiokylmäkoneiden olevan pääsääntöisesti vesi- ja höyrykäyttöisiä kalliimpia. Trendiviivoja vertailemalla saadaan lisähinnaksi noin 10-40 %. Höyry- ja vesikäyttöiset kaksivaiheiset absorptiokylmäkoneet voidaan todeta keskenään lähes samanhintaisiksi. Savukaasu- ja höyrykäyttöisten koneiden pieneksi eduksi tässä vertailussa voidaan lukea se, että noin puolessa vesikäyttöisistä koneista hyötysuhteeksi oli ilmoitettu noin 4 % pienempi arvo.



Kuva 45. Yksivaiheisten vesi- ja höyrykäyttöisten absorptiokylmäkoneiden hinta/kylmäteho-suhde kylmätehon funktiona.

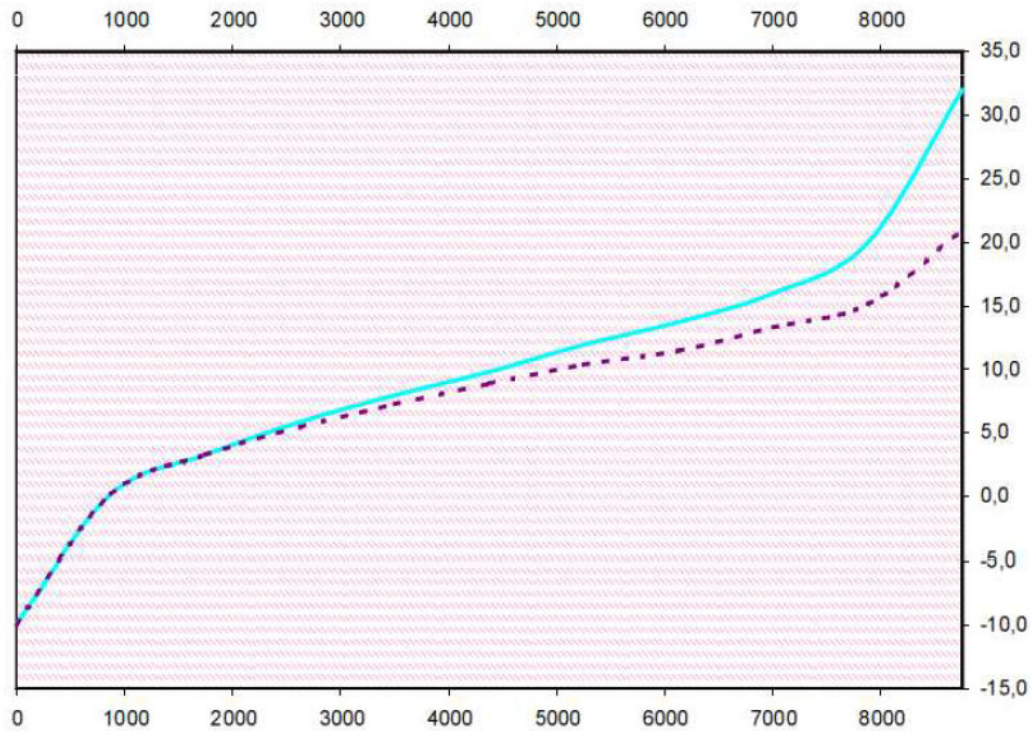


Kuva 46. Kaksivaiheisten vesi-, höyry- ja savukaasukäyttöisten absorptiokylmäkoneiden hinta/kylmäteho-suhde kylmätehon funktiona.

7.2.3 Jäähdytystorni

Absorptiokylmäkoneelle sopivista jäähdytystorneista eli märästä, adiabaattisesta ja hybridijäähdytystornista, investointikustannuksiltaan edullisin on märkä jäähdytystorni. Tämän diplomityön ohella suoritettujen hintatiedustelujen mukaan investoinnin hintaero adiabaattisen ja hybridijäähdytystornin välillä vaihtelee hyvin voimakkaasti riippuen niiden toteutustavasta ja suunnitteluperiaatteista. Toisilla valmistajilla adiabaattinen jäähdytystorni oli halvempi ja toisilla kalliimpi.

Suuri osa jäähdytystornin kustannuksista sen elinkaaren aikana aiheutuu veden- ja sähkönkulutuksesta. Valmistajien ilmoittamien arvojen mukaan adiabaattisen jäähdytystornin vedenkulutus huipputehollaan on monesti suurempi kuin märässä tai hybridijäähdytystornissa. Toisaalta märkä jäähdytystorni kuluttaa vettä aina jäähdytyksen aikana, kun taas adiabaattinen tai hybridijäähdytystorni vain korkeammilla lämpötiloilla. Vedenkulutukseen ja siten jäähdytystornista aiheutuviin kokonaiskustannuksiin vaikuttaa suuresti myös se piste, jolloin kuivaa jäähdytystä aloitetaan tehostaa vettä käyttämällä. Jos vertaillaan hybridijäähdytystornille tyypillistä 17 asteen ja adiabaattiselle jäähdytystornille 24 asteen märän jäähdytyksen aloituspistettä, huomataan kuvan 47 mukaan, että tyypillisellä saksalaisella alueella tämä vastaa noin 500-1000 käyttötunnin eroa.



Kuva 47. Tyypillinen kumulatiivinen vuoden lämpötilajakauma Saksassa. Yhtenäinen viiva tarkoittaa ulkolämpötilaa ja katkonainen ilman suhteelliseen kosteuteen yhteydessä olevaa märkälämpötilaa. [Asmus S. 2010]

Kyselyjen mukaan märän jäähdytyksen aloituspisteen nostaminen, tavoitellun jäähdytettävän nesteen lämpötilojen pysyessä samana, kasvattaa pääsääntöisesti jäähdytystornin pinta-alaa ja siten myös hintaa. Toisaalta tämä parantaa näin myös vapaajäähdytyksen ominaisuuksia. Vapaajäähdytyksellä tarkoitetaan sitä, että kylmäkoneen sijasta jäähdytettävä neste johdetaan suoraan jäähdytystorniin, jossa se jäähdytetään toivottuun lämpötilaan asti. Märässä jäähdytystornissa vapaajäähdytyksen ominaisuudet ovat huonot, mutta adiabaattisella ja hybridijäähdytystornilla se onnistuu hyvin. Jos adiabaattisessa tornissa jäähdytetään nestettä 36 asteesta 30:en ja sen märkä jäähdytys aloitetaan 24 asteessa, voidaan arvioida täysitehoisen vapaajäähdytyksen olevan mahdollista, kun ulkolämpötila on noin kuusi astetta tavoiteltua lämpötilaa matalampi. Vastaavasti, jos hybridijäähdytystornissa samoilla arvoilla märkä jäähdytys aloitetaan 17 asteessa, voidaan vapaajäähdytys aloittaa arvioidusti ulkolämpötilan ollessa 13 astetta tavoiteltua lämpötilaa alhaisempi. Tavoitellun lämpötilan ollessa 6 °C voidaan edellä mainituilla arvoilla vapaajäähdytys aloittaa adiabaattisella jäähdytystornilla 0 °C:ssa ja hybridillä -7 °C:ssa. Kuvan 47 mukaan ero näiden lämpötilojen välillä on noin 500 tuntia.

Jos jäähdytystorni asennetaan sellaiseen kohteeseen, jossa vapaajäähdytystä voidaan hyödyntää, tehdään valinta todennäköisesti adiabaattisen ja hybridijäähdytystornin välillä. Jos taas jäähdytystä käytetään vain ulkolämpötilan ollessa korkeimmillaan, esimerkiksi ilmastointitarkoituksiin, antaa tämä paremmat lähtökohdat märälle jäähdytystornille. Tämä johtuu siitä, että tällöin adiabaattiset ja hybridijäähdytystornit

toimivat suurelta osin märän jäähdytyksen alueella eivätkä näin juurikaan pääse hyödyntämään kuivaa jäähdytystä. Sijoittuu projekti sitten jompaankumpaan edellä mainituista vaihtoehtoista tai niiden väliin, on aina kuitenkin tehtävä projekti- ja paikkakuntakohtainen analyysi eri vaihtoehtojen välillä.

7.2.4 Putkistot, armatuurit, automaatio ja muut kulut

Laitoksen muihin investointi- ja käyttökustannuksiin kuuluvat muun muassa putkistot, armatuurit ja automaatio. Tarvittavan putkiston pituus on hyvin projektikohtaista samoin kuin niiden tarvitsemat venttiilit ja muut hallintalaitteet. Niiden arviointiin onkin tässä työssä käytetty Midiplan GmbH:n kokemusperäisiä arvoja. Myös saksalainen insinööriyhdistys VDI on määrittänyt näiden huolto- ja korjaustöihin liittyviä vuosittaisia kustannuksia, joita on myös hyödynnetty tässä työssä [VDI 2067, 2012].

7.3 Esimerkkitapaukset

Tässä luvussa on vertailtu sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon erilaisia yhdistelmiä eri käyttöympäristöissä. Kaikissa vertailuissa vaihtoehto nollana toimii tilanne, jossa sähkö ostetaan verkosta ja lämpö tai höyry tuotetaan kaasukäyttöisellä lämpökattilalla. Vaihtoehdossa yksi on arvioitu sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksen kustannuksia ja kannattavuutta. Vaihtoehdosta kaksi lähtien arvioidaan erilaisten sähkön, lämmön ja jäähdytyksen tuotannon mahdollisia yhdistelmiä, jolloin joko kaasuturbiini tai kaasumoottori on kytkettynä absorptiokylmäkoneeseen ja lämpöverkkoon. Maakaasun hinta on kaikissa projekteissa 3,75 snt/kWh sisältäen 0,55 snt:n energiaveron. Diplomityön hetkellä voimassa olevan lain mukaan veron saa täysin takaisin, jos maakaasu on käytetty sähkön ja lämmön yhteistuotannossa ja 25 % korvaukseen päädytään tuottavalla teollisuusalueella myös maakaasukäyttöisellä lämpökattilalla. Esimerkkitapausten laskennassa on käytetty hyväksi VDI 2067 ohjeistuksen arvoja ja laskentatapoja. Liitteessä 2 on esitettyä koulutuskeskus-esimerkkitapausten vaihtoehtojen 0 ja 2 laskenta. Muuta laskelmat ovat tehty samoja periaatteita noudattaen.

Ensimmäisenä esimerkkinä on kehitetty tilanne, jossa arvioidaan koulutuskeskuksen energianhankinnan mahdollisuuksia. Sen vuotuinen lämmöntarve on 3 500 MWh ja sähköntarve 850 MWh mukaan lukien kylmäntuotanto. Näiden arvojen ja insinööritoimisto Midiplan GmbH:n keräämien tietojen mukaan muodostettiin koulutuskeskukselle tyypillinen lämmöntarpeen pysyvyysskäyrä. Tämän lämmöntarpeen mukaan saadaan Sokrathermin 114 kW_e:n kaasumoottorille noin 5 800 tunnin huipunkäyttöaika. Koska koulutuskeskuksessa eivät lämmön- ja sähköntarve ole aina samanaikaista, on kaasumoottorin tuottamasta sähköenergiasta katsottu 70 % menevän omaan käyttöön ja loput syötetään verkkoon.

Taulukko 8. Koulutuskeskus-esimerkkitapausten taloudellinen arviointi.

Varianttien vertailu Investointikustannukset ja tekniset tiedot	Vaihtoehto 0: Lämpökattila (ilman kaasumoottoria)	Vaihtoehto 1: Kaasumoottori 114 kW_{el}. ilman AKK	Vaihtoehto 2: Kaasumoottori 114 kW_{el}. + AKK
Investointikustannukset (netto ilman ALV:tä)	0 €	290.000 €	500.000 €
Kaasumoottorin sähköteho	0 kW	114 kW	114 kW
Kaasumoottorin lämpöteho	0 kW	177 kW	177 kW
AKK:n kylmäteho	0 kW	0 kW	124 kW
Kaasumoottorin huipunkäyttöaika	0 h/a	5.510 h/a	7.120 h/a
Kaasumoottorin lämmöntuotanto	0 MWh/a	980 MWh/a	1.260 MWh/a
Osuus kokonaislämmöntuotannosta	0 %	28 %	27 %
AKK:n kylmäntuotanto	0 MWh/a	0 MWh/a	210 MWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto	0 MWh/a	605 MWh/a	782 MWh/a
Osuus kokonaissähköntuotannosta	0 %	46 %	68 %

Taloudellisuusvertailu	Vaihtoehto 0: Lämpökattila (ilman kaasumoottoria)	Vaihtoehto 1: Kaasumoottori 114 kW_{el}. ilman AKK	Vaihtoehto 2: Kaasumoottori 114 kW_{el}. + AKK
Pääomakulut	0 €/a	39.000 €/a	61.000 €/a
Käyttökulut	24.000 €/a	42.000 €/a	52.000 €/a
Polttoainekulut	189.000 €/a	209.000 €/a	228.000 €/a
Sähkökulut	185.000 €/a	85.000 €/a	55.000 €/a
Vuosittaiset kulut	398.000 €/a	375.000 €/a	396.000 €/a
Erotus (Ylijäämä)		23.000 €/a	2.000 €/a
Säästö (ilman pääomakuluja)		62.000 €/a	63.000 €/a
Kumulatiivinen säästö (10 vuotta)		620.000 €	630.000 €
Kumulatiivinen säästö mukaan lukien investointikustannukset		330.000 €	130.000 €
Return on Investment (ROI)		4,7 Vuotta	7,9 Vuotta
Dynaaminen takaisinmaksuaika (8 % korkokanta)		6,1 Vuotta	13,1 Vuotta

Kuten taulukko 8:n laskelmat osoittavat ei absorptiokylmäkone ole tässä tapauksessa taloudellinen ratkaisu. Absorptiokylmäkone tulisi taloudellisimmaksi ratkaisuksi, jos sähkönhinta olisi 18,0 sentin sijaan 20,8 ja kaasumoottorin huipunkäyttöaika ilman absorptiokylmäkonetta 3710 tuntia ja sen kanssa 8270 tuntia. Tällöin vaihtoehto 2:n takaisinmaksuajaksi muodostuu 5,5 vuotta ja kumulatiiviseksi säästökseksi 10 vuoden jälkeen 410 000 euroa, variantti 1:n jäädessä 5,6 vuoteen ja 230 000 euroon. Pitää kuitenkin huomioda, että koulutuskeskuksessa yli 4000 tunnin lisäkäyntiaika absorptiokylmäkoneen aiheuttamana on hyvin epärealistinen. Mahdollista tällainen voisi olla tuotantolaitoksessa, jossa kylmää käytetään johonkin prosessiin tai tuotteen valmis-

tamiseen. Toisaalta tuotantolaitoksissa on yleensä suurempi sähkönkulutus ja siten myös alhaisempi sähkön hinta.

Toisena esimerkkitapauksena toimii teollisuuslaitos, jossa lämmöntarvetta esiintyy läpi kesän. Tällöin absorptiokylmäkone voidaan kytkeä kaasumoottoriin suoraan savukaasujen välityksellä, korkeapaineisen kuumen vesipiirin tai lämpimän veden välityksellä. Tässä esimerkkitapauksessa vuotuisena lämmöntarpeena ilman absorptiokylmäkonetta on 11 875 MWh ja sähköntarpeena 28 800 MWh. Koska kyseessä on teollisuuslaitos ja suuri sähköntarve, voidaan kaasumoottorin sähkön olettaa menevän lähes 100 %:sti omaan käyttöön. Esimerkissä oletetaan myös, että absorptiokylmäkoneen yhteydessä olevaa adiabaattista jäähdytystornia voidaan käyttää talvella vapaajäähdytykseen. Sähkön hinta oli 14,16 senttiä.

Taulukko 9. 1,5 MW:n kaasumoottorin teollisuuslaitos-esimerkkitalouksien taloudellisen arviointi.

Varianttien vertailu Investointikustannukset ja tekniset tiedot	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasumoottori 1,5 MW_{el}	Vaihtoehto 2: 1.5 MW_{el} + Savukaasu AKK	Vaihtoehto 3: 1.5 MW_{el} + Lämminvesi AKK
Investointikustannukset (netto ilman ALV:tä)	0 €	1.720.000 €	2.910.000 €	2.490.000 €
Kaasumoottorin sähköteho	0 kW	1.560 kW	1.560 kW	1.560 kW
Kaasumoottorin lämpöteho	0 kW	1.576 kW	1.576 kW	1.576 kW
AKK:n kylmäteho	0 kW	0 kW	878 kW	563 kW
Kaasumoottorin huipunkäyttöaika	0 h/a	6.080 h/a	8.077 h/a	8.115 h/a
Kaasumoottorin lämmöntuotanto	0 MWh/a	9.580 MWh/a	12.730 MWh/a	12.790 MWh/a
Osuus kokonaistuotannosta	0 %	81 %	94 %	94 %
AKK:n kylmäntuotanto	0 MWh/a	0 MWh/a	2.040 MWh/a	1.130 MWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto	0 MWh/a	9.163 MWh/a	12.173 MWh/a	12.230 MWh/a
Osuus kokonaistuotannosta	0 %	30 %	43 %	43 %

Taulukko 10. 1,5 MW:n kaasumoottorin teollisuuslaitos-esimerkkitapauksen taloudellinen arviointi.

Taloudellisuusvertailu	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasumoottori 1,5 MW_{el}	Vaihtoehto 2: 1.5 MW_{el} + Savukaasu AKK	Vaihtoehto 3: 1.5 MW_{el} + Lämminvesi AKK
Kulut				
Pääomakulut	0 €/a	231.000 €/a	347.000 €/a	306.000 €/a
Käyttökulut	159.000 €/a	247.000 €/a	300.000 €/a	300.000 €/a
Polttoainekulut	609.000 €/a	969.000 €/a	1.150.000 €/a	1.154.000 €/a
Sähköt	4.397.000 €/a	3.006.000 €/a	2.492.000 €/a	2.512.000 €/a
Vuosittaiset kulut	5.165.000 €/a	4.453.000 €/a	4.289.000 €/a	4.272.000 €/a
Erotus (Ylijäämä)		712.000 €/a	876.000 €/a	893.000 €/a
Säästö (ilman pääomakuluja)		943.000 €/a	1.223.000 €/a	1.199.000 €/a
Kumulatiivinen säästö (10 vuotta)		9.430.000 €	12.230.000 €	11.990.000 €
Kumulatiivinen säästö mukaan lukien invest.		7.710.000 €	9.320.000 €	9.500.000 €
Return on Investment (ROI)		1,8 Vuotta	2,4 Vuotta	2,1 Vuotta
Dynaaminen takaisin- maksuaika (8 % korkok.)		2,0 Vuotta	2,7 Vuotta	2,4 Vuotta

Taulukoista 9 ja 10 nähdään, että takaisinmaksuajaltaan paras vaihtoehto on kaasumoottori ilman absorptiokylmäkonetta. Jos taas katsotaan kymmenen vuoden kumulatiivista säästöä, huomataan vaihtoehto kolmen eli kaasumoottorin lämminvesikäyttöisellä absorptiokylmäkoneella aiheuttavan melkein kaksi miljoonaa euroa suuremmat säästöt variantti 1:en verrattuna. Tämän jälkeen vaihtoehto 3 tuottaa myös noin 250 000 euroa suuremmat vuotuiset säästöt. Vaihtoehto 2:lla on kaikista pisin takaisinmaksuaika, mutta sen vuotuiset säästöt ilman pääomakuluja ovat suurimmat. Tästä huolimatta edes 15 vuoden jälkeen se ei saavuttaisi vaihtoehto 3:n aiheuttamaa säästöä. Näin voidaan olettaa yrityksen valitsevan taloudellisilla perusteilla joko vaihtoehdon 1 tai vaihtoehdon 3. Jos tavoitteet CO₂-päästöjen vähentämisestä painavat vaakakupissa eniten, olisi tällöin paras ratkaisu vaihtoehto 2 sen aiheuttaman suurimman sähkön säästön takia.

Jos pidetään vaihtoehto 1:tä lähtökohtana ja arvioidaan milloin vaihtoehto 3 maksaisi itsensä takaisin vaihtoehto 1:en verrattuna, saadaan näin staattiseksi takaisinmaksuajaksi 3,0 vuotta. Jos vaihtoehto 3:n suuremmat investointikustannukset eivät ole esteenä, voidaan näin kohtuullisen lyhyen takaisinmaksuajan ja suuremman kumulatiivisen säästön perusteella taloudellisemmaksi ratkaisuksi valita vaihtoehto 3.

Seuraavana esimerkkitapauksena toimii pienempi teollisuusalue, jossa käytetään kaasuturbiinia sähkön, lämmön ja jäähdytyksen tuotantoon. Vaihtoehto 2:en kaasuturbiinin kylkeen on valittu suoraan savukaasujen välityksellä käytettävä kaksivaiheinen absorptiokylmäkone ja vaihtoehto 3:en kuumavesikäyttöinen yksivaiheinen absorptio-

kylmäkone. Teollisuusalue maksaa sähköstä 16,38 snt/kWh 4 000 MWh:n vuosittaisella sähkönkulutuksella. Lämpöä kuluu vuosittain 4 500 MWh, kun absorptiokylmäkoneen lämmöntarvetta ei ole vielä otettu huomioon.

Taulukosta 11 nähdään, että pelkällä kaasuturbiinilla ajaudutaan melkein 7 vuoden takaisinmaksuaikaan. Kumulatiiviseksi säästökseksi 10 vuoden jälkeen saadaan 480 000 euroa olettaen, että investointi tehtiin ilman velkarahaa ja korkokantaa. Kun tähän lisätään kaksivaiheinen absorptiokylmäkone kytkettynä savukaasun välityksellä, saadaan takaisinmaksuajaksi 13 vuotta ja yksivaiheisella kuumavesikäyttöisellä absorptiokylmäkoneella 15 vuotta. Esimerkiksi mikroturbiinivalmistaja Capstone ilmoittaa turbiiniensa elinajaksi noin 80 000 huipunkäyttötuntia, mikä tarkoittaisi tämän esimerkin vuosittaisilla käyntiajoilla noin 10 vuotta. Näin korkokanta huomioituna vaihtoehdot 2 ja 3 eivät ehtisi maksaa itseänsä takaisin koko elinikänsä aikana. Jos sähkön hinta olisi 18,88 snt/kWh ja huipunkäyttöaika ilman absorptiokylmäkonetta 3 500 ja sen kanssa 8 000, olisi absorptiokylmäkone tällöin taloudellisempi ratkaisu.

Neljäntenä esimerkkitapauksena toimii suurempi teollisuusalue, jossa esiintyy sähkön ja jäähdytyksen tarpeen lisäksi höyryntarvetta. Vaihtoehdossa 0 sähkö ostetaan verkosta ja höyry tuotetaan maakaasukattilalla. Seuraavana vaihtoehtona vertaillaan sähkön, lämmön ja jäähdytyksen tuotantoa 4,6 MW_{el}:n kaasuturbiinin avulla erilaisilla yhdistelmillä. Höyryä tarvitaan 26 bar:n absoluuttisessa paineessa 20 asteen tulistuksella 120 000 tonnia vuodessa, kun absorptiokylmäkoneen kulutusta ei ole vielä otettu huomioon. Sähköstä teollisuusalue maksaa 13,88 snt/kWh 65 000 MWh:n vuotuisella kulutuksella.

Taulukko 11. 200 kW:n kaasuturbiinin teollisuuslaitos-esimerkin taloudellinen vertailu.

Varianttien vertailu Investointikustannukset ja tekniset tiedot	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasuturbiini 200 kW _{el} .	Vaihtoehto 2: Kaasuturbiini 200 kW _{el} . + 204 kW Savukaasu AKK	Vaihtoehto 3: Kaasuturbiini 200 kW _{el} . + 182 kW Kuumavesi AKK
Investointikustannukset netto ilman ALV:tä	0 €	510.000 €	870.000 €	830.000 €
Kaasuturbiinin sähköteho	0 kW	200 kW	200 kW	200 kW
Kaasuturbiinin lämpöteho	0 kW	290 kW	290 kW	260 kW
AKK:n kylmäteho	0 kW	0 kW	202 kW	182 kW
Kaasumoottorin huipunkäyttöaika	0 h/a	5.610 h/a	7.790 h/a	7.820 h/a
Kaasumoottorin lämmöntuotanto	0 MWh/a	1.630 MWh/a	339 MWh/a	2.033 MWh/a
Osuus kokonaislämmöntuotannosta	0 %	36 %	36 %	32 %
AKK:n kylmäntuotanto	0 MWh/a	0 MWh/a	440 MWh/a	403 MWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto	0 MWh/a	1.100 MWh/a	1.527 MWh/a	1.533 MWh/a
Osuus kokonaissähköntuotannosta	0 %	22 %	33 %	33 %

Taloudellisuusvertailu	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasuturbiini 200 kW _{el} .	Vaihtoehto 2: Kaasuturbiini 200 kW _{el} . + 204 kW Savukaasu AKK	Vaihtoehto 3: Kaasuturbiini 200 kW _{el} . + 182 kW Kuumavesi AKK
Kulut				
Pääomakulut	0 €/a	69.000 €/a	104.000 €/a	101.000 €/a
Käyttökulut	46.000 €/a	83.000 €/a	102.000 €/a	103.000 €/a
Polttoainekulut	259.000 €/a	309.000 €/a	356.000 €/a	365.000 €/a
Sähkökulut	711.000 €/a	525.000 €/a	448.000 €/a	451.000 €/a
Vuosittaiset kulut	1.016.000 €/a	986.000 €/a	1.010.000 €/a	1.020.000 €/a
Erotus (Ylijäämä)		30.000 €/a	6.000 €/a	-4.000 €/a
Säästö (ilman pääomakustannuksia)		99.000 €/a	110.000 €/a	97.000 €/a
Kumulatiivinen säästö 10:ssä vuodessa		990.000 €	1.100.000 €	970.000 €
Kumulatiivinen säästö mukaan lukien invest.		480.000 €	230.000 €	140.000 €
Return on Investment (ROI)		5,2 Vuotta	7,9 Vuotta	8,6 Vuotta
Dynaaminen takaisinmaksuaika (8 % korkokanta)		6,9 Vuotta	13,0 Vuotta	15,0 Vuotta

Taulukko 12. 4,6 MW_{el} kaasuturbiinin teollisuusalue-esimerkin taloudellinen vertailu.

Varianttien vertailu Investointikustannukset ja tekniset tiedot	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el}.	Vaihtoehto 2: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el}. + 9,5 MW Kaksivaiheinen höyry AKK
Investointikustannukset netto ilman ALV:tä	0 €	6.640.000 €	9.600.000 €
Kaasumoottorin sähköteho	0 kW	4.600 kW	4.600 kW
Kaasumoottorin lämpöteho	0 kW	7.700 kW	7.700 kW
AKK:n kylmäteho	0 kW	0 kW	9.490 kW
Kaasumoottorin huipunkäyttöaika	0 h/a	5.605 h/a	7.790 h/a
Kaasumoottorin lämmöntuotanto	0 MWh/a	43.160 MWh/a	43.160 MWh/a
Osuus kokonaislämmöntuotannosta	0 %	51 %	51 %
AKK:n kylmäntuotanto	0 MWh/a	0 MWh/a	20.736 MWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto	0 MWh/a	25.301 MWh/a	35.164 MWh/a
Osuus kokonaissähköntuotannosta	0 %	39 %	57 %

Taloudellisuusvertailu	Vaihtoehto 0: Lämpökattila	Vaihtoehto 1: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el}.	Vaihtoehto 2: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el}. + 9,5 MW Kaksivaiheinen höyry AKK
Kulut			
Pääomakulut	0 €/a	725.000 €/a	1.187.000 €/a
Käyttökulut	470.000 €/a	822.000 €/a	960.000 €/a
Polttoainekulut	4.033.000 €/a	5.273.000 €/a	6.480.000 €/a
Sähköt	9.624.000 €/a	6.362.000 €/a	4.672.000 €/a
Vuosittaiset kulut	14.127.000 €/a	13.182.000 €/a	13.299.000 €/a
Erotus (Ylijäämä)		945.000 €/a	828.000 €/a
Säästö (ilman pääomakustannuksia)		1.670.000 €/a	2.015.000 €/a
Kumulatiivinen säästö 10:ssä vuodessa		16.700.000 €	20.150.000 €
Kumulatiivinen säästö mukaan lukien investointikustannukset		10.060.000 €	10.550.000 €
Return on Investment (ROI)		4,0 Vuotta	4,8 Vuotta
Dynaaminen takaisinmaksuaika (8 % korkokanta)		5,0 Vuotta	6,2 Vuotta

Taulukoista 12, 13 ja 14 nähdään kaasuturbiinin ilman absorptiokylmäkonetta maksavan itsensä nopeimmin takaisin noin viidessä vuodessa aiheuttaen samalla 10 vuoden sisällä yli 10 miljoonan euron säästöt. Vaihtoehto 1:n eduksi voidaan näin laskea pienimmät

investointikustannukset ja nopein takaisinmaksuaika. Muista vaihtoehdoista kilpailukykyisin on numero 2 eli kaasuturbiini höyrykäyttöisellä absorptiokylmäkoneella, joka aiheuttaa 10 vuoden sisällä hieman suuremman säästön kuin vaihtoehto 1, mutta sen takaisinmaksuaika on yli vuoden pidempi. Toisaalta tämän kokoluokan kaasuturbiinia pystytään normaalisti käyttämään 15 vuotta, jolloin vaihtoehto 2 säästäisi vielä 10 vuoden jälkeen vuosittain 345 000 euroa enemmän kuin vaihtoehto 1. Vaihtoehtoisissa 3 ja 4 sekä takaisinmaksuaika että 10 vuoden päästä kerääntynyt säästö ovat huonommat kuin vaihtoehdossa 2.

Jos teollisuusalue maksaisi sähköstä sentin enemmän eli 14,88 snt/kWh ja kaasuturbiinin huipunkäyttöaika olisi ilman absorptiokylmäkonetta 4655 tuntia ja sen kanssa 7790, olisi vaihtoehto 2 takaisinmaksuajaltaan ja kumulatiiviselta säästöltään parempi ratkaisu. Kuitenkin vaihtoehto 1:n etuna olisi vielä noin 3 miljoonaa euroa pienemmät investointikustannukset.

Taulukko 13. 4,6 MW:n kaasuturbiinin teollisuusalue-esimerkkitapauksen taloudellinen vertailu.

Varianttien vertailu Investointikustannukset ja tekniset tiedot	Variantti 3: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el} + 9,35 MW Savukaasu AKK	Variantti 4: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el} + 5,4 MW Yksivaiheinen höyry AKK
Investointikustannukset netto ilman ALV:tä	9.930.000 €	8.850.000 €
Kaasumoottorin sähköteho	4.600 kW	4.600 kW
Kaasumoottorin lämpöteho	7.700 kW	7.700 kW
AKK:n kylmäteho	9.352 kW	5.390 kW
Kaasumoottorin huipunkäyttöaika	7.790 h/a	7.820 h/a
Kaasumoottorin lämmöntuotanto	43.160 MWh/a	60.210 MWh/a
Osuus kokonaislämmöntuotannosta	51 %	51 %
AKK:n kylmäntuotanto	20.435 MWh/a	11.931 MWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto	35.164 MWh/a	35.299 MWh/a
Osuus kokonaissähköntuotannosta	57 %	56 %

Taulukko 14. 4,6 MW:n kaasuturbiinin teollisuusalue-esimerkkitaipauksen taloudellinen vertailu.

Taloudellisuusvertailu	Variantti 3: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el.} + 9,35 MW Savukaasu AKK	Variantti 4: Kaasuturbiini 4,6 MW_{el.} + 5,4 MW Yksivaiheinen höyry AKK
Kulut		
Pääomakulut	1.220.000 €/a	1.113.000 €/a
Käyttökulut	967.000 €/a	947.000 €/a
Polttoainekulut	6.480.000 €/a	6.497.000 €/a
Sähkökulut	4.680.000 €/a	4.902.000 €/a
Vuosittaiset kulut	13.347.000 €/a	13.459.000 €/a
Erotus (Ylijäämä)	780.000 €/a	668.000 €/a
Säästö (ilman pääomakustannuksia)	2.000.000 €/a	1.781.000 €/a
Kumulatiivinen säästö (10 vuotta)	20.000.000 €	17.810.000 €
Kumulatiivinen säästö mukaan lukien investointikustannukset	10.070.000 €	8.960.000 €
Return on Investment (ROI)	5,0 Vuotta	5,0 Vuotta
Dynaaminen takaisinmaksuaika (8 % korkokanta)	6,6 Vuotta	6,6 Vuotta

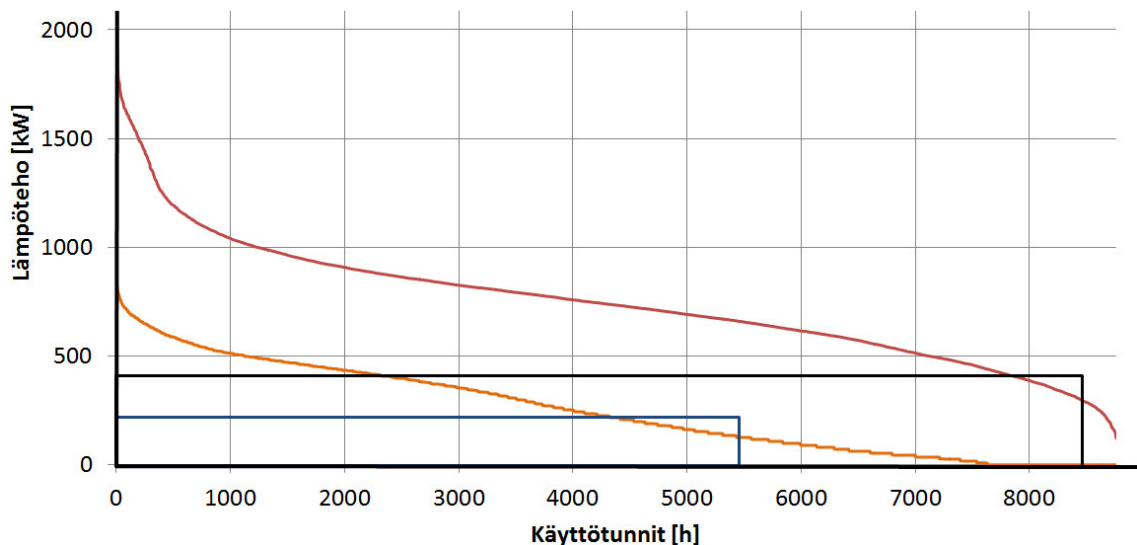
7.4 Taloudellisuuteen vaikuttavista tekijöistä

Tärkeimpiä absorptiokylmäkoneen puolesta puhuvia tekijöitä ovat korkea sähkön hinta kaasun hintaan verrattuna sekä sähkön ja lämmön yhteistuotannon laitoksen pidentynyt huipunkäyttöaika. Korkea sähkön hinta lyhentää voimakkaasti yhteistuotantolaitoksen takaisinmaksuaikaa myös ilman absorptiokylmäkonetta mutta sen kanssa vielä voimakkaammin johtuen kompressorikylmäkoneiden huipunkäyttöajan lyhentymisen aiheuttamista säästöistä. Pitää kuitenkin ottaa huomioon, että tämä säästö sähkön kulutuksessa on vain osa absorptiokylmäkoneen tuomasta edusta. Jos verrataan 1,5 MW:n kaasumoottori-esimerkkitaipauksessa vaihtoehtoja 1 ja 2 toisiinsa, huomataan vaihtoehtoon 2 tuottavan 280 000 euroa suuremman vuosittaisen säästön ilman pääomakustannuksia. Tästä säästöstä vain noin 90 000 euroa eli hieman yli 30 % tulee kompressorikylmäkoneiden käytön vähenemisestä. Tämä tarkoittaa sitä, että absorptiokylmäkoneen aiheuttamalla yhteistuotantolaitoksen pidentyneellä käyntiajalla on myös suuri merkitys yhdistelmän taloudellisuuteen. Toisaalta tässä esimerkissä lisäkäyntiajan merkitystä kasvatti myös lämmöntarve kesällä. Aina lisäkäyntiajan merkitys ei kuitenkaan ole yhtä suuri. Esimerkiksi 4,6 MW:n kaasuturbiini-esimerkkitaipauksessa vaihtoehtojen 1 ja 2 välinen ero vuotuisessa säästöissä ilman pääomakustannuksia on

345 000 euroa ja absorptiokylmäkoneen aikaansaama sähkösäästö vaihtoehdossa 2 on noin 530 000 euroa. Näin sähkösäästön osuus olisi kokonaisuudessaan jopa suurempi kuin ilman pääomakustannuksia arvioitu vuotuinen säästö.

Pohdittaessa vielä 1,5 MW:n esimerkitapausta vaihtoehto 1:ssä, eli sähkön ja lämmön yhteistuotannon perusvaihtoehdossa, voisi hyvin olla pienempi moottori, joka pystyisi kesäisen lämmöntarpeen takia käymään lähes koko vuoden. Tällöin absorptiokylmäkoneen tuoma etu ei olisi pidentynyt huipunkäyttöaika vaan kasvanut moottorikoko ja siten sen tuoma lisääntynyt sähkön- ja lämmön yhteistuotanto.

Jos projektissa on tasainen jäähdytyksen tarve läpi vuoden ja lämmityksen tarve keskittyy talvelle, voisi olla mahdollista kasvattaa sekä kokoa että huipunkäyttöaika kuten kuvassa 48. Siinä oranssilla viivalla on kuvattu pelkkää lämmöntarvetta ja punaisella viivalla lämmöntarpeen ja absorptiokylmäkoneen lämmöntarpeen yhteistä määrää. Sininen viiva vastaa pelkän lämmöntarpeen mukaan mitoitettua moottoria ja mustassa viivassa on huomioitu myös absorptiokylmäkoneen lämmöntarve. Näin absorptiokylmäkoneen kanssa päästäisiin noin kaksi kertaa suurempaan moottorikokoon ja 3000 tuntia pidempään huipunkäyttöaikaan. Alueen sähkönkulutus täytyy myös ottaa huomioon. Voi olla, että alueella ei ole riittävästi sähkönkulutusta kattamaan suuren moottorin tuottoa, jolloin sähköä jouduttaisiin syöttämään verkkoon. Tämän johdosta suurempi moottorikoko ei välttämättä tuo niin suurta taloudellista hyötyä kuin kuvasta voisi olettaa.



Kuva 48. Huipunkäyttöajan ja moottorikoon kasvattaminen absorptiokylmäkoneen avulla

Lisääntyneen sähkön- ja lämmöntuotannon lisäksi moottorikoon kasvattaminen parantaa investointikustannusten hinta/teho-suhdetta. Myös kaasumoottorin tai kaasuturbiinin hyötysuhde paranee pääsääntöisesti koon kasvaessa. Näiden tekijöiden takia isommissa laitoksissa yhteistuotanto on yleensä kannattavampaa kuin pienissä. Toisaalta suuret teollisuusalueet maksavat sähköstä vähemmän kuin esimerkiksi pienet koulutuskeskukset, minkä takia koon tuoma etu pienenee.

Lisäksi on hyvä huomioida se, että tämän työn esimerkkitapaukset on tehty Saksan ilmastossa tyypillisille projekteille. Tämä tarkoittaa sitä, että rakennusten ilmastoinnin lämmöntarve on niissä suurempi kuin jäähdytyksen tarve. Kuitenkin päiväntasaajan alueella toimistojen ja asuinrakennusten ilmastointi tarvitseekin jo pääsääntöisesti enemmän jäähdytystä kuin lämmitystä. Siten voidaan olettaa näillä alueilla absorptiokylmäkoneen pidentävän yhteistuotantolaitoksen huipunkäyttöaikaa suhteessa enemmän kuin Saksan tyypillisissä projekteissa. Tällöin yhteistuotantolaitoksien eri vaihtoehtojen taloudellinen vertailu kääntyisi enemmän absorptiokylmäkoneen eduksi.

8 JOHTOPÄÄTÖKSET JA YHTEENVETO

Tämän työn tuloksista voidaan päätellä, että sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotannon kannattavuus ja tekninen toimivuus riippuu hyvin monesta tekijästä. Näistä tärkeimpiä ovat sähkön hinta ja absorptiokylmäkoneesta aiheutuva huipunkäyttöajan pidennys. Suurimmat tekniset ongelmat tulevat savukaasukäyttöisten absorptiokylmäkoneiden mukana. Myös esimerkiksi Saksan poliittinen tahto ja yleinen ilmapiiri ovat vaikuttaneet absorptiokylmäkoneiden yleistymiseen. Monet yritykset kokevatkin ympäristöystävällisyyden vaikuttavan imagoon, minkä takia uusissa investoinneissa ympäristöasiat painavat myös paljon. Jos pienillä lisäkustannuksilla vältetään suuria päästöjä, niin ne myös monesti toteutetaan.

Tekniikan kannalta absorptiokylmäkoneista on jo paljon kokemuksia. Kokemukset tosin painottuvat enemmän yksinkertaisimpiin ratkaisuihin kuten yksivaiheisiin kuumalla vedellä toimiviin absorptiokylmäkoneisiin ja yksi- ja kaksivaiheisiin höyrykäyttöisiin koneisiin. Vähemmän kokemuksia löytyy esimerkiksi kaksivaiheisista suoraan savukaasun välityksellä ja kaksivaiheisista kuumalla vedellä toimivista absorptiokylmäkoneista. Näistä savukaasukoneet ovat jo vakiinnuttaneet asemansa markkinoilla, mutta silti niissä on esiintynyt ongelmia. Esimerkiksi kondensiveden aiheuttama keittimen ruostuminen ja mahdollinen absorptiokylmäkoneen kiteytyminen ovat olleet ongelmia. Näihin löytyy kuitenkin hyviä ratkaisuja kuten ylimääräinen puhallin kondensaation estämiseksi ja yksinkertaisesti keittimen rakentaminen ruostumattomasta teräksestä.

Absorptiokylmäkoneiden kehitys menee nykyään LiBr-vesi-koneissa kolmivaiheisten koneiden suuntaan. Niillä voitaisiin saavuttaa noin 1,6-1,7:n kylmäkerroin. Myös 0 °C:n alapuolelle meneviä koneita projekteineen on jo toteutettu. Näissä hyvänä puolena voidaan pitää mahdollisuutta jäätä hyödyntävän kylmävaraston käyttöön. Hyvin toimiakseen jäävarastot vaativat tosin jo matalampia lämpötiloja kuin -5 °C, joita nykyiset LiBr-koneet ovat saavuttaneet.

Se, millä lämpölähteellä absorptiokylmäkonetta kannattaa käyttää, riippuu siitä, mitä lämpölähdettä on helposti saatavilla. Yhtenä poikkeuksena voidaan pitää tilannetta, jossa voidaan valita kaksivaiheisen savukaasukäyttöisen ja kuumavesikäyttöisen absorptiokylmäkoneen välillä. Vaikka valmiina ei olisi riittävän korkeassa lämpötilassa toimivaa kuumavesipiiriä kaksivaiheiselle absorptiokylmäkoneelle, voi olla taloudellisesti kannattavaa ja mahdollisten teknisten ongelmien välttämisen kannalta järkevää, rakentaa ylimääräinen korkeapaineinen vesipiiri vain absorptiokylmäkonetta varten.

Aina ei ole myöskään selvää, kannattaako käyttää kaksivaiheista vai yksivaiheista absorptiokylmäkonetta. Jos kaksivaiheisen absorptiokylmäkoneen käyttäminen

vaatii lisätoimenpiteitä, kuten esimerkiksi ylimääräisen kuumavesipiirin tai uusien pakokaasukanavien ja venttiilien rakentamisen, voi yksivaiheinen absorptiokylmäkone olla taloudellisesti kannattavampi. Tällöin välttyttäisiin vielä ylimääräisiltä säätö-ongelmilta. Yksivaiheinen absorptiokylmäkone voi olla myös joustavampi käyttää. Esimerkiksi kaasumoottorin kanssa kaksivaiheista absorptiokylmäkonetta voidaan käyttää vain pakokaasuilta saatavalla energialla mutta yksivaiheista myös vaippaveden avulla, jolloin on mahdollisuus tuottaa enemmän jäähdytystehoa tarvittaessa.

Koska absorptiokone on laitteena kallis, sen on saavutettava suuri huipunkäyttöaika, jotta se olisi kannattava. Edellä mainitun syyn ja hukkalämpövirtojen edullisuuden takia tämä tarkoittaa muun muassa sitä, että absorptiokylmäkone toimii parhaiten peruskuorman kattamisessa. Jos absorptiokylmäkonetta joudutaan käyttämään paljon osakuormalla, jää paljon kallista potentiaalia hyödyntämättä. Muun muassa tästä johtuen absorptiokylmäkonetta ei kannata mitoittaa huippukuormien mukaan vaan pitäytyä mahdollisemman paljon peruskuorman alueella. Kuitenkin kylmävarastoa käyttämällä voidaan tasata kysyntää ja siten valita suuritehosempi absorptiokylmäkone.

Suuremman absorptiokylmäkoneen valitseminen erityisesti pienemmillä tehoalueilla tuo mukanaan myös mittakaavaetua, sillä hinta/teho-suhde laskee voimakkaasti. Hinta/teho-suhteen laskeminen näkyy erityisesti sekä kaasumoottorin että absorptiokylmäkoneen hankintahinnassa.

Jäähdytystornin valinta on myös hyvin merkittävä asia kokonaisprojektia ajatellen. Sen valinta riippuu muun muassa vapaajäähdytyksen mahdollisuuksista, ilmasto-olosuhteista, huipunkäyttöajasta ja siitä milloin jäähdytystä eniten tarvitaan. Jäähdyttäminen kuivalla jäähdytystornilla ei sovi absorptiokylmäkoneen tarkoituksiin. Tämän jälkeen vaihtoehtoisiksi jäävät märkä, adiabaattinen ja hybridijäähdytystorni. Näillä kaikilla pystytään saavuttamaan tarpeeksi matalia lämpötiloja suurimman osan vuodesta, mutta niiden investointikustannukset sekä sähkön ja veden kulutus vaihtelevat vahvasti keskenään. Voidaan pitää kuitenkin nyrkkisääntönä, että jäähdytyksen tarpeen sijoittuessa kuumille kesäpäiville ja veden hinnan ollessa alhainen, on märkä jäähdytystorni houkuttava vaihtoehto. Jos taas jäähdytystä tarvitaan ympäri vuoden ja vapaajäähdytyksenkin mahdollisuudet ovat olemassa, on todennäköisesti adiabaattinen tai hybridijäähdytystorni taloudellisesti järkevämpi ratkaisu.

Useimmiten tämän diplomityön kokoluokan sähkön, lämmön ja jäähdytyksen yhteistuotantolaitokset toteutetaan kattamaan jonkin yrityksen omaa energiantarvetta, jolloin tarkoituksena ei ole myydä energiaa eteenpäin. Tällöin hankintapäätöksissä suurena vaikuttajan ovat muun muassa investointikustannukset. Tällaisissa infrastruktuuriprojekteissa investointihinta voi olla erittäin tärkeä tekijä ja juuri tätä absorptiokylmäkoneen lisääminen projektiin kohottaa. Tämä heikentää absorptiokylmäkoneen houkuttelevuutta. Toisaalta, jos yrityksellä on tällä hetkellä hyvät käteisvarat, voi se tehdä nyt investoinnin absorptiokylmäkoneeseen ja varautua mahdollisiin tiukempiin aikoihin tulevaisuudessa pitäen vuotuiset energiakustannukset alhaalla.

Yleisesti katsottuna voidaan sähkön, lämmön ja jäähdytyksen tuotannon tekniikoiden katsoa olevan toimivalla tasolla. Joitain ongelmia on vielä suoraan

savukaasukäyttöisissä laitoksissa, mutta oikealla suunnittelulla ja käytöllä nämäkin voidaan välttää. Tulevaisuudessa absorptiokylmäkoneiden kannattavuutta parantavana tekijänä voidaan pitää kohoavaa sähkön hintaa, joka tulee todennäköisesti kasvamaan osittain kohoavien fossiilisten energialähteiden hintojen takia ja osaltaan uusiutuvien energioiden ajamisesta markkinoille ja täten muun muassa suurenevista siirtokustannuksista johtuen. Lakisäädäntö ja sen mahdollinen muuttuminen tulee myös olemaan merkittävä tekijä tulevaisuudessa absorptiokylmäkoneen kannattavuuden kannalta. Lisäksi uhkaavana tekijänä voidaan pitää kompressorikylmäkoneiden kylmäkertoimien kehittymistä.

LÄHTEET

Agency for Toxic Substances & Disease Registry. Medical Management Guidelines for Ammonia [WWW]. [Viitattu 28.10.2013].

Saatavissa: <http://www.atsdr.cdc.gov/mmg/mmg.asp?id=7&tid=2>

Asmus S. Rückkühlwerke. 2010. ERT Refrigeration Technology GmbH. Seminaariesitys.

ASUE. 2011. Berlin. BHKW-Kenndaten 2011. Berlin, Saksa. ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. 64 s.

Baltimore Aircoil Company. 2014a. [WWW]. [viitattu 28.4.2014]. Saatavissa: https://www.baltimoreaircoil.eu/sites/BAC/files/BAC_Tab_LuftgekuhlteWarmetauscherMitOderOhneadiabatischeVorkuhlung_Dev00.pdf

Baltimore Aircoil Company. 2014b. [WWW]. [viitattu 28.4.2014]. Saatavissa: https://www.baltimoreaircoil.eu/sites/BAC/files/BAC_Tab_OffeneKuhlturme_DEv00.pdf

Baltimore Aircoil Company. 2014c. [WWW]. [viitattu 28.4.2014]. Saatavissa: https://www.baltimoreaircoil.eu/sites/BAC/files/BAC_Tab_KuhlturmeMitGeschlossenenKreislauf_DEv00.pdf

Baltimore Aircoil Company. 2014d. [WWW]. [viitattu 12.12.2013]. Saatavissa: <https://www.baltimoreaircoil.eu/de/Produkte/DFCV-AD>

Bartzsch W. H. 2001. Betriebswirtschaft für Ingenieure. VDI Verlag GmbH. Berlin. 616 s.

Borbely, A.-M., Kreider, J.F. 2001. Distributed generation: The Power Paradigm for the New Millennium. Boca Raton, CRC Press. 416 s.

Broad U.S.A. INC. 2008. Broad X Non-Electric Chiller, Model selection & Design Manual. Laitevalmistajan tuotejulkaisu. 56 s.

Brooks, F.J. GE Gas Turbine Performance Characteristics. 2014. GE Power Systems, Schenectady, NY. Valmistajan tiedote. 20 s.

CABERO Wärmetauscher GmbH & Co. KG. [WWW]. [viitattu 12.12.2013]. Saatavissa: http://www.cabero.de/de/produkte/hvac/overview.php?we_objectID=125

Carrier GmbH & Co. KG 20.11.2013. Julkaisematon muistio.

E.W. GOHL GmbH. [WWW]. [viitattu 12.12.2013]. Saatavissa:

http://www.gohl.de/uploads/media/Prospekt_TP_02.2.pdf

EEG Art. 5 G v. 20.12.2012 / 2730. Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz-EEG).

EnergieStG. Art. 1 G v. 5.12.2012 / 2436, 2725; 2013 / 488. Energiesteuergesetz (EnergieStG).

E-quad Power Systems GmbH. C200 Mikrogasturbine zur Erzeugung von Strom und Wärme. [WWW]. [viitattu 29.4.2014]. Saatavissa :

http://www.microturbine.de/images/stories/pdf/Datenblatt_C200.pdf

European Energy Exchange. Emission Spot Primary Market Auction Report 2013 [WWW]. [viitattu 14.2.2013]. Saatavissa:

<http://www.eex.com/de/marktdaten/emissionsrechte/auktionsmarkt/european-emission-allowances-auction/european-emission-allowances-auction-download>

Faulkner, L. L. 1999. Thermodynamics, Processes and Applications. Boca Raton, CRC Press. 440 s.

GE Jenbacher. 2013. JMS 420 GS-N.LC kaasumootorin tuote-esite. GE Jenbacher GmbH & Co OG. 11 s.

Gerbhardt M., Kohl H., Steinrötter, Lucas K. 2002. Preisatlas: Abteilung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung. Duisburg-Rheinhausen, Saksa. Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V. 356 s.

Goswami, D. Y., Kreith F. 2007. Energy Conversion. Boca Raton, CRC Press. 936 s.

Guidechem. Lithium bromide Material Safety Data Sheet [WWW]. [Viitattu 28.10.2013] <http://www.guidechem.com/msds/7550-35-8.html>

Hartmann K. 1992. Kälteerzeugung in Absorptionsanlagen. Julkaistu Die Kälte- und Klimatechnik 9/92 lehdessä. 22 s.

Haverila M. J., Uusi-Rauva E., Kouri I., Miettinen A. Teollisuustalous. Infacs Oy. 2005. 510 s.

Herdin G., Herdin R., 2012. Grundlagen Gasmotoren. PGES GmbH. Tiedote. 56 s.

Herold, K. E., Radermacher R., Klein A. S. 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press. 329 s.

Koljonen, T., Sipilä, K. 1998. Uudemman absorptiojäähdytystekniikan soveltaminen kaukojäähdytyksessä. Espoo. Valtion teknillinen tutkimuskeskus, VTT Tiedotteita – Meddelanden – Research Notes 1926. 55 s.

KWKG 2013. Art. 4 Abs. 77 G v. 7.8.2013 / 3154. Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz).

Lutsch, W., Neuffer, H., Witterhold, F.-G. 2004. Pluralistische Wärmeversorgung. Frankfurt, Arbeitsgemeinschaft für Wärme und Heizkraftwirtschaft, ISBN-Nr: 3-89999-005-6. 321 s.

Noeres, P. 2003. Untersuchung einstufiger Wasser-LiBr Absorptionskältemaschinen zur Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. Stuttgart, Fraunhofer-IRB-Verl. 182 s.

Nowak W., Arthkamp J., ASUE-Arbeitskreis Brennstoffzellen/Blockheizkraftwerke. 2010. BHKW-Grundlagen. Berlin, ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. 48 s.

Nowak W., Arthkamp J., Binde W., Beck T, ASUE-Arbeitskreis Brennstoffzellen/BHKW. 2012. Das KWKG-Gesetz 2012. Berlin, Saksa. ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. 28 s.

Peetz, F. 2014a. Blockheizkraftwerke II Planung, Wirtschaftlichkeit und Rahmenbedingungen. 5.2.2014. Midiplan GmbH & Co. KG. Seminaariesity.

Peetz, F. 2014b. Diplomi-insinööri, Yrittäjä, Midiplan GmbH. Stuttgart, Saksa. Haastattelu 9.1.2014.

Plura, S. 2008. Entwicklung einer zweistufigen Absorptionskältemaschine zur effizienten Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. Dissertation. München. Technische Universität München. 207 s.

Pohlmann, W. 2013. Taschenbuch der Kältetechnik: Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften. Berlin, VDE Verl. 1287 s.

Pressbox. Europäischer BHKW-Markt: Stärkster Zubau erfolgt in Deutschland [WWW]. Bremen. 5.9.2012. [Viitattu 22.11.2013]. Saatavissa:

<http://www.pressebox.de/inaktiv/trendresearch-gmbh/Europaeischer-BHKW-Markt-Staerkster-Zubau-erfolgt-in-Deutschland/boxid/536360%205.09.2012>

Raiko, R. Voimalaitostekniikka. 2013. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto. Luentomoniste. 248 s.

Ranne A. 2001. Multi Supply Plant, Sähkö ja Kylmä. Espoo. Valtion teknillinen tutkimuskeskus, VTT Tiedotteita – Meddelanden – Research Notes 2097. 114 s.

Reisner, K. 2013. Fachwissen Kältetechnik: eine Einführung für die Aus- und Weiterbildung mit Aufgaben und Lösungen. Berlin, VDE Verl. 310 s.

Santos A.P., Andrade C.R. 2012. Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites. São José dos Campos, Brasilia, J. Aerosp. Technol. Manag. Vol.4, No 3, pp. 341-353, Jul.-Sep., 2012.

Schleith M. Absorptionskältetechnik. 27.11.2013. Thermax Europe Ltd. Julkaisematon esitys. 49 s.

Scholl, D. 2013. Diplmi-insinööri, Projektipäällikkö, Midiplan GmbH & Co. KG. Bietigheim-Bissingen, Saksa. Haastattelu 13.11.2013.

Scholl, D. 2014. Bietigheim-Bissingen, Saksa, Midiplan GmbH. Julkaisematon raportti.

StromStG. Art. 2 G v. 5.12.2012 / 2436, 2725. Stromsteuergesetz (StromStG)

Suttor, W. 2009. Blockheizkraftwerke: Ein Leitfaden für den Anwender. Wolfgang Suttor, FIZ, Karlsruhe, 2009 Bine

TEHG. Art. 1 G v. 15.7.2013 / 2431. Gesetz über den Handel mit Berechtigungen zur Emission von Treibhausgasen (Treibhausgas-Emissionshandelsgesetz - TEHG)

Thermax Europe Ltd. Absorptionstechnik Broschüre [WWW]. [Viitattu 15.12.2013.] Saatavissa: <http://www.thermax-europe.com/german/hot-water-chiller-overview.aspx>

Turbo KWK '99, Band 19 der ASUE. 1999. Kaiserslautern, Saksa, ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. 178 s.

United Nations Framework Convention on Climate Change. Global Warming Potentials [WWW]. [Viitattu 28.10.2013]. Saatavissa: http://unfccc.int/ghg_data/items/3825.php

Universität Stuttgart Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. Solare Kühlung mit Absorptionskältemaschinen [WWW]. [Viitattu 28.10.2013].

Saatavissa: http://www.ige.uni-stuttgart.de/fileadmin/ressourcenRedakteure/pdf/Vorlesung/Sonderprobleme/WS10_11/20101214_Solare_Kuehlung.pdf

VDI 2067. 2012. Wirtschaftlichkeit gebautechnischer Anlagen: Grundlagen und Kostenberechnung. Düsseldorf, Verein Deutscher Ingenieure e.V. 44 s.

York. 2013. Produktkatalog. Laitevalmistajan tuote-esite. Julkaisematon selvitys.

Zachmeier P. 2013. Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien – Analyse von solarthermischer und photovoltaisch gespeister Kälteerzeugung. EvaSolK. 53 s.

LIITTEET

Liite 1. Eri absorptiokylmäkonevalmistajia ja niiden tuotteiden tärkeimpiä arvoja.

Absorptiokylmäkonevalmistajia:

Ago, Broad, Carrier, Colibri-bv, EAW Wegracal, Ebara, Hitachi, Lucy New Energy Technology, Shinsung Engineering (Zephyrus), Shuangliang, Thermax, World Energy, Yazaki, York

Poimintoja eri valmistajien konevalikoimasta ja niiden ominaisuuksista:

World Energy					
Lähde: World Energy tuote-esite			Yksivaiheinen	Yksivaiheinen (Wasteheat)	Kaksivaiheinen
Kuuma vesi	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	95 - 150	70	esim. 175
		Ulos	80 - 108	60	esim. 145
	Pienin jäähdytysveden lämpötila [°C]		-	-	-
	Tehoalue		105 - 4571 kW	75 - 4571 kW	-
	COP		-	-	-
Höyry	Lämpölähteen paine [bar abs]	Sisään	1,5		8
	Kondenssiveden lämpötila [°C]		-		-
	Pienin jäähdytysveden lämpötila [°C]		-		-
	Tehoalue		176 - 5274 kW		352 - 5274 kW
	COP		-		-
Savukaasu	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään			esim. 450
		Ulos			esim. 165
	Pienin jäähdytysveden lämpötila [°C]				18
	Tehoalue				176 - 5272 kW
	COP				-

Thermax					
Lähde: Thermax Tuote-esite			Yksivaiheinen	Yksi/Kaksi- vaiheinen (Multifuel)	Kaksivaiheinen
Kuuma vesi	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	75 - 150		155 - 185
		Ulos	bis 65		min. 150
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10-20		10
	Tehoalue		59 - 5725 kW		140,7 - 5925 kW
	COP		0,7 - 0.75		1,3
Höyry	Lämpölähteen paine [bar abs]	Sisään	0,5 - 3,5		4,0 - 10,0
	Kondenssiveden lämpötila	[°C]	-		-
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10		10
	Tehoalue		324 - 5262 kW		154 - 5931 kW
	COP		-		-
Savukaasu	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	Erityis- pyynnöstä		350 - 550
		Ulos			170 - 210
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]			10
	Tehoalue				169 - 7100 kW
	COP				1,3
Savukaasu / Kuuma vesi (Multifuel)	Pakokaasu lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		350 - 550	
		Ulos		180 - 210	
	Kuuma vesi lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		80 - 120	
		Ulos		70 - 110	
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]		10	
	Tehoalue			169 - 7171 kW	
	COP			1	

Shuangliang					
Lähde: Shuangliang tuote-esite			Yksivaiheinen	Yksi/Kaksi- vaiheinen (Multifuel)	Kaksivaiheinen
Kuuma vesi	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	95		Erityis- pyynnöstä
		Ulos	85		
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	-		
	Tehoalue		350 - 4650 kW		
	COP		-		
Höyry	Lämpölähteen paine [bar abs]	Sisään	1		4 - 8
	Kondenssiveden lämpötila	[°C]	95		90 - 95
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	-		-
	Tehoalue		350 - 4650 kW		290 - 6980 kW
	COP		-		1,33
Savukaasu	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään			250 - 520
		Ulos			170
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]			18
	Suurin jäähdytysveden lämpötila	[°C]			34
	Tehoalue				350 - 11 600 kW
	COP				-
Savukaasu / Kuuma vesi (Multifuel)	Pakokaasu lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		>250	
		Ulos		170	
	Kuuma vesi lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		98	
		Ulos		92	
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]		10	
	Tehoalue			350 - 3490 kW	
	COP			-	

EAW Wegracal			
Lähde: EAW Wegracal tuote-esite			Yksivaiheinen
Kuuma vesi	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	70 - 95
		Ulos	-
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10
	Tehoalue		15 - 200 kW
	COP		0,7

Broad					
Lähde: Broad tuote-esite			Yksivaiheinen	Yksi/Kaksi- vaiheinen (Multifuel)	Kaksivaiheinen
Kuuma vesi	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	98		180
		Ulos	88		165
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10		-
	Tehoalue		209 - 6138 kW		223 - 11 630 kW
	COP		0,76		1,41
Höyry	Lämpölähteen paine [bar abs]	Sisään	1,0		8,0
		Ulos			
	Kondenssiveden lämpötila	[°C]	95		95
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10		-
	Tehoalue		233 - 6978 kW		223 - 11630 kW
Savukaasu	Lämpölähteen lämpötila [°C]	Sisään	300		500
		Ulos	130		160
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]	10		10
	Tehoalue		233 - 11630 kW		233 - 11 630 kW
	COP		0,79		1,41
Savukaasu / Kuuma vesi (Multifuel)	Pakokaasu lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		500	
		Ulos		-	
	Kuuma vesi lämpölähteen lämpötilat [°C]	Sisään		98	
		Ulos		-	
	Pienin jäähdytysveden lämpötila	[°C]		10	
	Tehoalue			233 - 11630 kW	
	COP			-	

Liite 2. Koulutuskeskus-esimerkkitapauksen vaihtoehtojen 0 ja 2 taloudellisuuslaskelmat.

Vaihtoehto 0: Lämpökattila (ilman kaasumoottoria)

Investointikustannukset (Ilman Alv:a)					
					0 €
					0 €
Välisumma					0 €
Ennalta arvaamattomat kustannukset	0 €	x	8 %	=	0 €
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.	0 €	x	18 %	=	0 €
Investointikustannukset yhteensä					0 €
				noin	0 €

Pääomakustannukset	Korkokanta	6,0 %				
	Käyttöaika	Investointi		Annuiteetti		
	[Vuotta]	[€]		[%/a]		
0	15	0	x	10,3 %	=	0 €/a
0	15	0	x	10,3 %	=	0 €/a
Välisumma						0 €/a
Ennalta arvaamattomat kustannukset	15	0	x	10,3 %	=	0 €/a
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.	15	0	x	10,3 %	=	0 €/a
Investointikustannukset yhteensä						0 €/a
				noin		0 €/a

Käyttökustannukset							
<u>Varaosat ja huolto</u>	<u>Investointi</u>		<u>Varaosa ja huolto toimenpiteet</u>				
0	0 €	x (0,5 %	+	0,5 %) =	0 €/a
0	0 €	x (0,5 %	+	0,0 %) =	0 €/a
Välisumma							0 €/a
Ennalta arvaamattomat kustannukset	0	x (1,5 %	+	0,5 %) =	0 €/a
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.							0 €/a
Välisumma ilman Kaasumoottoria							0 €/a
<u>Erityiset käyttökustannukset</u>							
Polttimen huolto, 2 Kattilaa 1.600 - 1.900 kW							1 500 €/a
Päästömittaukset, kattila						=	150 €/a
Polttimen kuluttama sähkö	15 000	kWh/a x	17,98		snt/kWh	=	2 700 €/a
Kattilalaitoksen käyttö	300	h/a x	42,0		€/h	=	12 600 €/a
Osmoosivedentarve, märkä jäähdytystorni	820	m³/h	5		€/m³	=	4 100 €/a
Jätevesi, märkäjäähdytystorni	270	m³/h	3		€/m³	=	810 €/a
Huolto ja varaosakustannukset KKK	72 000 €	x	3,5 %			=	2 520 €/a
Hallinnointi, vakuutukset jne.	0	€ x	0,5	%	=		0 €/a
Välisumma							24 380 €/a
Käyttökustannukset yhteensä							24 380 €/a
					noin		24 000 €/a

Polttoainekustannukset					
<u>Lämpötase</u>					
Lämmönkulutus nykyhetkellä					2 916 667 kWh/a
Lämmönkulutuksen lisäys	2 916 667 kWh/a	x	20 %	=	583 333 kWh/a
Lämmönkulutus tulevaisuudessa					3 500 000 kWh/a
Kattilan vuotuinen käyttöaste					88 %
Polttoaineenkulutus, kattila (Hi)	3 500 000	kWh :	88 %	=	3 977 000 kWh/a
Muuntokerroin ylemmän ja alemman lämpöarvon välillä Hs/Hi				=	1,1
Polttoaineenkulutus, kattila (Hs)	3 977 000	kWh x	1,1	=	4 374 700 kWh/a
Kaasun hinta, veroton				3,200	snt/kWh
Energiavero				0,55	snt/kWh
Kaasun hinta yhteensä				3,750	snt/kWh
Suurin kaasutehontarve, kattila (Hs)	1 800	kW :	94%	1,1	2 106 kW
<u>Kaasukustannukset, kattila</u>					
Kaasun kulutus	4 374 700	kWh x	3,750	snt/kWh =	164 051 €/a
Energiaveron palautukset	4 374 700	kWh x	0,000	snt/kWh =	0 €/a
Tehomaksu	2 106 kW	x	12,00	€/kW =	25 277 €/a
Välisumma					189 328 €/a
Polttoainekustannukset yhteensä					189 328 €/a
				noin	189 000 €/a

Sähkökustannukset					
Sähkönkulutus tulevaisuudessa					850 000 kWh/a
Jäähdytyksen tarve					300 000 kWh/a
Jäähdytyksen sähkönkulutus					
			COP		
Sähkönkulutus KKK	300 000 kWh/a	:	4,7	=	63 830 kWh/a
Sähkönkulutus jäähdytystorni	-	-	-	-	1 690 kWh/a
Jäähdytyksen sähkönkulutus yhteensä					65 520 kWh/a
					7,7 %
Suurin otettava teho verkosta					500 kW
Sähkön hinta ilman veroja	850 000 kWh/a	x	10,10	snt/kWh =	85 850 €/a
Sähkövero	850 000 kWh/a	x	2,05	snt/kWh =	17 425 €/a
Sähkövero CHP-sähkölle	0 kWh/a	x	0	snt/kWh =	0 €/a
Muut verot ja maksut	850 000 kWh/a	x	5,83	snt/kWh =	49 555 €/a
Tehomaksu	500	x	60,00	€/kW a =	30 000 €/a
Mittauskustannukset	12	x	200	€/kk =	2 400 €/a
Sähkökustannukset yhteensä					185 230 €/a
				noin	185 000 €/a

Vaihtoehto 2: Kaasumoottori 114 kWel. + 124 kW AKK

Investointikustannukset (ilman ALV:a)					
Kaasumoottorilaitos					140 000 €
Putkistot, venttiilit ym. kaasumoottorilaitokselle					60 000 €
Absorptiokylmäkone					75 000 €
Jäähdytystorni					50 000 €
Putkistot, venttiilit ym. AKK:lle ja jäähdytystornille					40 000 €
Sähkötekniikka ja automaatio					20 000 €
Muut kustannukset					10 000 €
Välisumma					395 000 €
Ennalta arvaamattomat kustannukset	395 000 €	x	8 %	=	32 000 €
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.	427 000 €	x	18 %	=	77 000 €
Investointikustannukset yhteensä					504 000 €
				noin	500 000 €
Investointikustannukset hinta/teho-suhde					4 386 €/kW

Pääomakustannukset	Korkokanta	6,0 %				
	Käyttöaika	Investointi		Annuiteetti		
	[Vuotta]	[€]		[%/a]		
Kaasumoottorilaitos	10	140 000	x	13,6 %	=	19 022 €/a
Putkistot, venttiilit ym. kaasumoottorilaitokselle	10	60 000	x	13,6 %	=	8 152 €/a
Absorptiokylmäkone	18	75 000	x	9,2 %	=	6 927 €/a
Jäähdytystorni	18	50 000	x	9,2 %	=	4 618 €/a
Putkistot, venttiilit ym. AKK:lle ja jäähdytystornille	18	40 000	x	9,2 %	=	3 694 €/a
Sähkötekniikka ja automaatio	15	20 000	x	10,3 %	=	2 059 €/a
Muut kustannukset	10	10 000	x	13,6 %	=	1 359 €/a
Välisumma						45 830 €/a
Ennalta arvaamattomat kustannukset	10	32 000	x	13,6 %	=	4 348 €/a
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.	10	77 000	x	13,6 %	=	10 462 €/a
Pääomakustannukset yhteensä						60 640 €/a
				noin		61 000 €/a

Käyttökustannukset							
			Varaosa ja huolto				
			toimenpiteet				
<u>Varaosat ja huolto</u>	<u>Investointi</u>						
Kaasumoottorilaitos							Huoltosopimus
Putkistot, venttiilit ym. kaasumoottorilaitokselle	60 000	x (1,5 %	+	0,5 %) =	1 200 €/a
Absorptiokylmäkone	75 000	x (1,5 %	+	1,5 %) =	2 250 €/a
Jäähdytystorni	50 000	x (2,0 %	+	1,5 %) =	1 750 €/a
Putkistot, venttiilit ym. AKK:lle ja jäähdytystornille	40 000	x (1,5 %	+	0,5 %) =	800 €/a
Sähkötekniikka ja automaatio	20 000	x (1,5 %	+	1,5 %) =	600 €/a
Muut kustannukset	10 000	x (0,5 %	+	0,0 %) =	50 €/a
Välisumma							6 650 €/a
Ennalta arvaamattomat kustannukset	32 000	x (1,5 %	+	0,5 %) =	480 €/a
Suunnittelutyö, lupa-asiakirjat, todistukset jne.							0 €/a
Huoltokustannukset ilman kaasumoottorilaitosta							7 130 €/a
<u>Muut käyttökustannukset</u>							
Huoltosopimus, kaasumoottorilaitos ¹⁾	7 120	h/a x	2,51	€/h =			17 857 €/a
Revision aikaväli	60 000	h :	7 120	h/a =			8,4 Vuotta
Reviision kustannus ²⁾	0	€ :	8	a =			0 €/a
Raakavedentarve adiab. jäähdytystorni	727	m³/a x	3,50	€/m³ =			2 545 €/a
Osmoosivedentarve märkä jäähdytystorni	276	m³/a x	5	€/m³ =			1 379 €/a
Jätevesi märkä jäähdytystorni	91	m³/a x	3	€/m³ =			272 €/a
Päästömittaukset, kattila ja kaasumoottori							150 €/a
Polttimen kuluttama sähkö	10 853	kWh/a x	17,98	snt/kWh	=		1 951 €/a
Kaasumoottorin ja AKK:n käyttö	100	h/a x	42	€/h =			4 200 €/a
Kattilalaitoksen käyttö	300	h/a x	42	€/h =			12 600 €/a
Kompressorikylmäkoneen huolto ja korjaus	72000	€ x	2,5 %			=	1 800 €/a
Vakuutukset, hallinnointi jne.	500 000	€ x	0,5	%	=		2 500 €/a
Välisumma							45 255 €/a
Käyttökustannukset yhteensä							52 385 €/a
				noin			52 000 €/a

Polttoainekustannukset					
<u>Kaasumoottorin tekniset tiedot</u>					
Tyyppi:					Sokratherm GG113
Sähköinen bruttoteho					114 kW
Lämpöteho	112 kW	+	65 kW	=	177 kW
Kylmäteho AKK					124 kW
Lämpöteho AKM:lle	124 kW	:	0,7	=	177 kW
Säästetty sähköteho KKK:lta	124 kW	:	4,7	=	26 kW
Suurin kaasuntarve verkosta (Hi)					327 kW
Kokonaishyötysuhde (Kylmäkäytöllä)					72,8 %
<u>Huipunkäyttöaika</u>					
Teoreettisesti saavutettava huipunkäyttöaika					5 800 h/a
AKK:en aiheuttama lisäkäyntiaika					1 690 h/a
Teoreettinen huipunkäyttöaika yhteensä					7 490 h/a
Todellinen huipunkäyttöaika	7 490 h/a	x	95 %	=	7 120 h/a
AKK:n todellinen huipunkäyttöaika	1 690 h/a	x	95 %	=	1605,5
<u>Lämpötase</u>					
Ennustettu lämmöntarve					3 500 000 kWh/a
AKK: lämmöntarve	199 082 kWh/a	:	0,7	=	284 000 kWh/a
Kaasumoottorin tuottama lämpö	7 120 h/a	x	177 kW	=	-1 260 000 kWh/a
Jäljelle jäävä lämmöntarve			72 %		2 524 000 kWh/a
Lämmöntuotanto maakaasulla	2 524 000	-	0	=	2 524 000 kWh/a
Lämmöntarpeesta katetaan kaasumoottorilla					27,9 %
AKK:en jäähdytyksen tuotto	1 606 h/a	x	124 kW	=	199 082 kWh/a
<u>Maakaasun kulutus</u>					
Kaasumoottori (Hi)	7 120 h/a	x	327 kW	=	2 328 000 kWh/a
Kaasumoottori (Hs)	2 328 000 kWh/a	x	1,1	=	2 561 000 kWh/a
Kattila (Hi)	2 524 000 kWh/a	:	88 %	=	2 868 000 kWh/a
Kattila (Hs)	2 868 000 kWh/a	x	1,1	=	3 155 000 kWh/a
Kaasunkulutus yhteensä (Hs)					5 716 000 kWh/a
Suurin kaasutehontarve, kattila (Hs)	1 623	kW :	94 %	1,1	1 899 kW
<u>Maakaasukustannukset</u>					

Kattila	3 155 000 kWh/a	x	3,7500	snt/kWh =	118 300 €/a
Kaasumoottori	2 561 000 kWh/a	x	3,7500	snt/kWh =	96 000 €/a
Tehomaksu, kattila	1 899 kW	x	12,00	€/kW =	22 791 €/a
Tehomaksu, kaasumoottori	360 kW	x	12,00	€/kW =	4 316 €/a
Energiaveronpalautukset, kattila	3 155 000 kWh/a	x	0,0000	snt/kWh =	0 €/a
Energiaveronpalautukset, kaasumoottori	2 561 000 kWh/a	x	0,5500	snt/kWh =	-14 086 €/a
Maakaasukustannukset yhteensä					227 321 €/a
Polttoainekustannukset yhteensä					227 321 €/a
				noin	227 000 €/a

Sähkökustannukset					
<u>Sähkäteho, netto, kaasumoottori</u>					
Sähkäteho, brutto					114 kW
Omatarve					-3 kW
Muunto- ja siirtohäviöt	111 kW	x	1,0 %	=	-1 kW
Sähkäteho, netto					110 kW
<u>AKK:en ansioista säästetty sähkö</u>					
Säästö, KKK	26 kW	x	1 690 h/a	=	-44 600 kWh/a
Säästö, märkä jäähdytystorni					-1 121 kWh/a
Lisääntynyt sähkön kulutus adiab. jäähdytystorni					11 016 kWh/a
Omatarve AKK	2 kW	x	1 606 h/a	=	3 000 kWh/a
Säästetty sähkö					-31 705 kWh/a
<u>Sähkötase 1</u>					
Kaasumoottorin sähköntuotanto	110 kW	x	7 120 h/a	=	782 000 kWh/a
Paikanpäällä käytetty sähkö	782 000 kWh/a	x	70 %	=	-547 400 kWh/a
Verkkoon syötetty sähkö					234 600 kWh/a
<u>Sähkötase 2</u>					
Ennustettu sähköntarve					850 000 kWh/a
AKK:en ansioista säästetty sähkö					-31 705 kWh/a
Kaasumoottorin sähköntuotanto					-547 400 kWh/a
Sähköverkosta ostetun sähkön osuus					270 895 kWh/a
Kaasumoottorin kattama osuus kokonaissähköntarpeesta					67,7 %
<u>Sähkön ja lämmöntuotannon tuet (pisimmillään 30 000 huipunkäyttötuntia)</u>					
Tuki 50 kW:in asti	30 000	h x	50 kW	5,4 snt/kWh	81 000 €
Tuki 250 kW:in asti	30 000	h x	60 kW	4,0 snt/kWh	72 000 €
Tuki 2000 kW:in asti	0	h x	0 kW	2,4 snt/kWh	0 €
Yhteensä (30.000 huipunkäyttötuntia)					153 000 €
Tuen jakoaika	30 000	h :	7 120 h/a	=	4,2 Vuotta
<u>Sähkön ja lämmöntuotannon tuki ensimmäisinä vuosina</u>					
Tuki 50 kW:in asti	7 120	h x	50 kW	5,4 snt/kWh	19 200 €/a
Tuki 250 kW:in asti	7 120	h x	60 kW	4,0 snt/kWh	17 100 €/a
Tuki 2000 kW:in asti	0	h x	0 kW	2,4 snt/kWh	0 €/a
Sähkön ja lämmöntuotannon tuki ensimmäisinä vuosina vuotta kohden					36 300 €/a
<u>Verkosta ostetun sähkön hinta</u>					17,980 snt/kWh

<u>Sähkökustannukset</u>					
Sähkön hinta ilman veroja	270 895 kWh/a	x	10,100 snt/kWh	=	27 360 €/a
Sähkövero	270 895 kWh/a		2,050 snt/kWh		5 553 €/a
Sähkövero CHP-sähkölle	782 000 kWh/a	x	0,000 snt/kWh		0 €/a
Muut verot ja maksut	270 895 kWh/a	x	5,830 snt/kWh	=	15 793 €/a
Tehomaksu	500	x	60,00	€/kW _a =	30 000 €/a
Mittauskustannukset	12	x	200,00	€/kW =	2 400 €/a
Keskimääräinen hyvitys	153 000 €	:	10 a	=	-15 300 €/a
Verkkoon syötetyn sähkön hyvitys	234 600 kWh/a	x	4,70 snt/kWh	=	-11 026 €/a
Sähkökustannukset yhteensä					54 781 €/a
				noin	55 000 €/a